

20/12



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**  
**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES**  
**CUAUTITLAN**

**CALCULO, INSTALACION Y ESPECIFICACION DE UN  
SISTEMA DE DESFOGUE EN PLANTAS DE PROCESO**

**TESIS PROFESIONAL**

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE**

**INGENIERO QUIMICO**

**P R E S E N T A N**

**SALVADOR ARTURO GUTIERREZ VARGAS**

**DAVID ARTURO GORDILLO SANTIAGO**

**DIRECTOR DE TESIS: I. Q. ARIEL BAUTISTA SALGADO**



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## INDICE.

	Página
INTRODUCCION.	
<u>CAPITULO 1.</u> .....	5
DEFINICIONES. ....	6
<u>CAPITULO 2.</u> .....	13
ELEMENTOS. ....	14
Válvula de relevo. ....	17
Válvula de Seguridad. ....	17
Válvulas de relevo y seguridad. ....	19
Válvulas de relevo y seguridad convencionales. ....	20
Válvulas de relevo y seguridad balanceadas. ....	23
Válvulas de relevo y seguridad operadas por piloto. ....	26
Venteos de presión y de vacío. ....	28
Válvulas de relevo tipo atmosféricas. ....	30
Válvulas con asientos con anillos O'ring. ....	31
Discos de ruptura. ....	33
 <u>CAPITULO 3.</u>	
Causas Principales que provocan sobrepresión en equipos y tuberías.	
Fuego Externo. ....	41
Salidas Bloqueadas. ....	42
Apertura inadvertida de válvulas que comuniquen a equipos con fuentes de presión superior. ....	44
Falla de servicios auxiliares. ....	44
Falla de Instrumentos. ....	45
Falla de Combustible o Combustoleo. ....	46
Expansión Térmica. ....	46
Golpes de Ariete hidráulico. ....	46
Explosiones Internas. ....	46
Reacciones Químicas. ....	47
Agua en Aceite caliente. ....	47
 <u>CAPITULO 4.</u>	
MASA A RELEVAR.	
Introducción. ....	49
Fuego Externo. ....	50
Salidas Bloqueadas. ....	55
Falla de Agua de enfriamiento. ....	55

	Página
Falla de reflujo. ....	55
Falla de Instrumentos a válvulas de control. ....	55
Falla de Equipo. ....	56
Expansión Térmica. ....	57
<b><u>CAPITULO 5.</u></b>	
Criterios de Instalación de los dispositivos de relevo. ...	59
Introducción. ....	60
Consideraciones de flujo y esfuerzos. ....	68
Consideraciones de vibración en los sistemas de tubería de entrada a las válvulas. ....	68
Limitaciones de caída de presión y configuraciones de la tubería. ....	68
Esfuerzos de entrada originados por la descarga de la tubería. ....	69
Esfuerzo Térmico. ....	69
Esfuerzos Mecánicos. ....	69
<b><u>CAPITULO 6.</u></b>	
<b>PRINCIPALES CAUSAS DEL MAL FUNCIONAMIENTO DE LOS DISPOSITIVOS RELEVADORES DE PRESIÓN. ....</b>	
Corrosión. ....	77
Superficies del asiento dañadas. ....	77
Resortes fracturados. ....	83
Mala Calibración. ....	84
Taponamientos y Pegamientos. ....	86
Materiales no apropiados. ....	89
Mala Identificación. ....	89
Trato Rudo. ....	90
<b><u>CAPITULO 7.</u></b>	
<b>CALCULO DEL TAMAÑO DEL ORIFICIO.</b>	
Área de relevo para gases y vapores. ....	93
Ecuaciones para el dimensionamiento de válvulas de relevo..	95
Dimensionamiento de válvulas para servicio de gas y vapor..	97
Dimensionamiento de válvulas con fuelles balanceados. ....	99

	Página
Ecuaciones para el dimensionamiento de válvulas de relevo de presión para vapor saturado y sobrecalentado. _____	99
Dimensionamiento de válvulas de relevo para la expansión de un gas debido a fuego externo. _____	100
Ecuaciones para el dimensionamiento de discos de ruptura.	103
Ejemplos de cálculo para líquidos, gases y vapor de agua.	109
<u>CAPITULO 8.</u>	
Determinación de las propiedades para el cálculo del tamaño del orificio requerido. _____	114
<u>CAPITULO 9.</u>	
EJEMPLO DE CALCULO, PROCESO CRIOGENICO.	120
Capacidad de la planta y especificaciones de los productos.	122
Balance de Materia y Energía en la sección Criogénica.	125
Lista de equipo de la sección Criogénica. _____	128
DTI No 1 y DTI No 2, Proceso Criogénico.	
Cálculo de las válvulas de relevo y seguridad para el ejemplo de cálculo (Proceso Criogénico). _____	129
<u>CAPITULO 10.</u>	
ESPECIFICACION DE LOS DISPOSITIVOS DE RELEVO DE PRESION.	162
Especificación de las válvulas de relevo de presión.	164
Especificación del sistema de disposición (Tuberías)	170
Especificación del Quemador (Flare Stack). _____	171
Diagramas Ilustrativos de los componentes de un Flare Stack.	173
Estimado de costos de los dispositivos de relevo de presión.	182
<u>CAPITULO 11.</u>	
Dimensionamiento del cabezal de desfogues para el proceso Criogénico.	
Método de cálculo del sistema de tuberías (Método de Lapple).	184
Cálculo de los diámetros de tuberías del cabezal de desfogues considerando el sistema completo. _____	193
Figura 1, Diámetros y presiones desarrolladas durante el cálculo del cabezal de desfogues para el proceso Criogénico	207
Cálculo de los diámetros de tuberías del cabezal de desfogues considerando el caso más crítico en la planta. _____	208
Figura 2, Diámetros y presiones desarrolladas durante el cálculo del cabezal de desfogues para el caso más crítico.	217

	Página
Dimensionamiento del cabezal y ramales de desfogue para la planta criógenica (2do Método de solución). . . . .	218
Tabla de resultados No 1. . . . .	224
Tabla de resultados No 2. . . . .	225
Figura 2, Diámetros y presiones desarrolladas durante el cálculo del cabezal de desfogues (caso crítico). . . . .	226
Tabla No 3, Resumen de masas a relevar por diversas causas de sobrepresión por válvulas de relevo y seguridad. . . . .	227
DTI No 3, Diagrama de arreglo general del sistema de desfogues para la planta Criógenica. . . . .	
<u>CAPITULO 12.</u>	
CALCULO DE LA CHIMENEA (FLARE STACK). . . . .	228
TIPOS DE QUEMADORES. . . . .	229
Factores de diseño. . . . .	232
Cálculo del Quemador. . . . .	235
Conclusiones. . . . .	240
Bibliografía. . . . .	244
ANEXOS. . . . .	248

I T R O D U C T I O N

Desfogue significa liberar energía de presión a través de dispositivos instalados especialmente para ello y por medio de tuberías que descargen la materia causante de la sobrepresión a lugares remotos y seguros, lejos de equipos, y del personal que se encuentre laborando en los alrededores de la planta.

La seguridad es desde el punto de vista Técnico-Económico y Social el factor más importante a cuidar dentro de toda industria, ya que de ella dependen tanto la subsistencia de la planta como la vida misma. Es por esto que los sistemas de desfogue juegan un papel preponderante dentro de un proceso y deben ser cuidadosamente especificados para estar totalmente seguros de su adecuada funcionalidad.

Debido a que el efecto final de las condiciones anormales es la sobrepresión de equipos y sistemas de proceso, el presente trabajo detalla las causas que provocan la sobrepresión, el lugar donde es factible que se presenten y la manera de prevenirlos. Se describen los dispositivos y sistemas existentes y más comunmente usados, cuando y donde se usan y el porque de ello, así mismo la metodología de cálculo para el dimensionamiento y especificación de cada uno de ellos y por ultimo se presenta una bibliografía general y detallada útil para la consolidación de conocimientos.

En el capítulo 9 se presenta un ejemplo de cálculo aplicado a un proceso Criógeno, donde se muestra el cálculo y selección de los dispositivos de relevo requeridos en el mismo, así como los pasos necesarios en el seguimiento del diseño del sistema de desfogue de la planta y los documentos (diagramas, hojas de datos, etc), requeridos para su especificación.

C A P I T U L O .    I

D E F I N I C I O N E S .

Antes de iniciar la descripción, cálculo y especificación de los diferentes dispositivos, accesorios y equipos de uso común en los sistemas de desfogue utilizados en la industria, es necesario entender los diferentes conceptos y términos que de aquí en adelante serán de uso común y que representan para el ingeniero de procesos y para el estudiante, los puntos básicos necesarios que deberá conocer y entender con suficiencia antes de adentrarse en el estudio del mecanismo, diseño y operación de los sistemas de desfogue.

Es por lo tanto necesario hacer las siguientes definiciones:

1- Desfogue: Material liberado, líquido, gas o vapor para aliviar la sobrepresión en equipos y tuberías de proceso, con tal de mantener las condiciones de operación dentro de sus especificaciones y que no pongan en peligro la seguridad de la planta y del personal que se encuentre laborando dentro de sus alrededores.

2- Sistemas de Desfogue:

Están definidos como las instalaciones útiles para manejar en forma segura los fluidos provenientes de los dispositivos de relevo de presión o de los venteos de los equipos, que de otro modo tendrían que ser lanzados a la atmósfera.

Los criterios para el diseño de los sistemas de desfogue son:

- a) Sistema de desfogue abierto: Solo utilizado para el desfogue de sustancias no tóxicas, no inflamables, las cuales podemos descargarlas directamente a la atmósfera.
- b) Sistema de desfogue cerrado: Este es enviado a la línea de recolección y tanque separador y neutralizador los cuales están ubicados dentro de los siguientes criterios:
  - Cerrado a Quemadores: Para sustancias que no son tóxicas, que no forman mezclas explosivas con el aire y cuyos productos de combustión no son tóxicos.
  - Cerrado a Neutralización: Para sustancias que son tóxicas, que forman mezclas explosivas con el aire.
  - Cerrado a Recuperación: Para fluidos que por su costo requieren ser recuperados.

Los sistemas de desfogue comprenden las siguientes partes:

- a) Dispositivos de relevo de presión.
- b) Redes de tuberías.
- c) Quemadores de flama.
- d) Tanque separador de mezclas Líquido-Vapor.

- 3.- Válvula de relevo de presión: La válvula de relevo de presión es un término genérico aplicado a las valvulas de relevo, válvulas de seguridad, o valvulas de relevo y seguridad.
- 4.- Válvula de relevo: Una válvula de relevo es un dispositivo de relevo de presión automático actuado por la presión estática ascendente de la válvula la cual abre en proporción a el incremento en la presión sobre la presión de operación. Esta es utilizada primordialmente para servicio liquido.
- 5.- Válvula de Seguridad: Una válvula de seguridad es un dispositivo relevador de presión automático actuado por la presión estática ascendente de la válvula y caracterizada por una abertura completa o acción "pop" después de la abertura. Esta es utilizada normalmente en servicio de gas y vapor o para vapor de agua y aire.
- 6.-Válvula de Relevo y Seguridad: Una válvula de relevo y seguridad es un dispositivo relevador de presión automático actuado por la presión estática ascendente de la válvula y caracterizada por un ajuste para permitir una acción "pop" o una no "pop" y una entrada tipo boquilla. Normalmente es utilizada en servicios de gas y vapor o para liquidos.
- 7.- Válvula de relevo y seguridad Convencional: Una válvula de relevo y seguridad convencional es una válvula de relevo de presión con bonete cerrado la cual tiene el bonete venteado en el lado de descarga de la válvula. Las características de funcionamiento, presión de abertura, presión de cierre, elevación y capacidad de relevo son directamente afectadas por los cambios de contrapresión de la válvula.
- 8.- Válvula de relevo y seguridad Balanceada: Una válvula de relevo-Seguridad balanceada incorporará medios para minimizar el efecto de la contra-presión en las características de funcionamiento, presión de abertura, presión de cierre, elevación y capacidad de relevo.
- 9.- Disco de Ruptura: Un disco de ruptura es un diáfragma delgado, (el disco puede ser de metal, plástico o metal con una membrana de plástico) sostenido entre bridas y diseñado para estallar a una presión pre-determinada. Cada estallamiento requiere la - instalación de un nuevo disco. Este es utilizado para servicio-

corrosivo, para proteger valvulas de relevo de fluidos polimerizables que puedan inutilizarla, para presiones de estallamiento requeridas no facilmente se acomodan a la válvula de relevo convencional. Esta es aplicable a vapor de agua, gas o vapor y líquidos.

- 10.-Válvula de relevo de presión operada por piloto: Una válvula de relevo de presión operada por piloto es una que tiene el mayor dispositivo de flujo, combinado y controlado por una válvula de relevo de presión auxiliar actuada por ella misma. Este tipo de válvula no utiliza una fuente externa de energía.
- 11.-Válvula de relevo de presión con bonete abierto: El resorte de una válvula de relevo de presión con bonete abierto esta directamente expuesto a la atmósfera por medio del bonete o yoke. Dependiendo del diseño, el resorte puede estar protegido del contacto de los vapores o gases descargados por la válvula y serán enfriados por el paso del aire libre ambiental a través y alrededor del resorte.
- 12.-Válvula de relevo de presión con bonete cerrado.-El resorte de una válvula de relevo de presión con bonete cerrado esta totalmente encerrado en una cubierta de metal. Esta cubierta protege el resorte de la intemperie y de los agentes corrosivos ambientales y es un medio para recolectar el goteo de los alrededores de la guía o del disco guía.
- 13.-Acumulación: La acumulación es el incremento de presión sobre la máxima presión permisible de trabajo del recipiente durante la descarga a través de la válvula de relevo de presión, expresada como un porciento de esta presión, o en lbs/pulg<sup>2</sup>.
- 14.-Descarga atmosférica.-La descarga atmosférica es la liberación de vapores y gases de dispositivos de relevo de presión y de despresurización a la atmósfera.
- 15.-Contrapresión.- La contrapresión es la presión existente a la salida del dispositivo de relevo de presión debida a la presión en el sistema de descarga.
- 16.-Contrapresión de refuerzo.- La contrapresión de refuerzo es la presión estática existente a la salida de un dispositivo de relevo de presión ocasionada por el flujo de un dispositivo en particular en un sistema de desfogue.

- Esto ocurre cuando uno o más dispositivos descargan a un cabezal común, la presión de refuerzo resultante de la operación de un dispositivo actuará como una contrapresión superimpuesta sobre otros dispositivos. Este tipo de contrapresión es variable.
- 17.- Contrapresión Superimpuesta: La contrapresión superimpuesta es la presión estática existente a la salida de un dispositivo de relevo de presión al tiempo en el que el dispositivo es requerido para abrir. Esta es el resultado de la presión en el sistema de descarga de otras fuentes. Este tipo de contrapresión puede ser constante o variable.
- 18)- Reasentamiento (Blowdown): El reasentamiento es la diferencia entre la presión de ajuste y la presión de reasentamiento de una válvula de relevo de presión, expresada como un porcentaje de la presión de ajuste, o en libras/pulg<sup>2</sup>.
- 19.- Presión de Diseño: La presión de diseño es la presión utilizada en el diseño de un recipiente para determinar el espesor mínimo permisible o las características físicas de las diferentes partes de un recipiente.
- 20.- Máxima presión permisible de trabajo: La máxima presión permisible de trabajo es la máxima presión permisible manométrica en la parte superior de un recipiente en su posición de operación para la temperatura para la que fue diseñado. Esta presión esta basada en los cálculos para cada elemento en un recipiente utilizando espesores nominales, exclusivos de tolerancias para la corrosión y del espesor requerido para cargas diferentes a la presión. Esta es la base para la presión de ajuste(determinación) de los dispositivos de relevo de presión para la protección del recipiente. La presión de diseño puede ser utilizada en lugar de la máxima presión permisible de trabajo.
- 21)- Máxima presión permisible acumulada: La máxima presión permisible acumulada es la suma de la máxima presión permisible de trabajo y la acumulación permisible.
- 22.- Presión de Estallamiento: La presión de estallamiento es el valor de la presión estática de entrada a la cual un disco de ruptura funciona.

- 23.- Presión de prueba diferencial en frío: La presión de prueba diferencial en frío, en libras/pulg<sup>2</sup> manométricas, es la presión estática de entrada a la cual la válvula de relevo de presión es ajustada para abrir en la prueba. Esta presión incluye las correcciones para las condiciones de servicio de contrapresión y temperatura o ambas.
- 24.- Levantamiento: La elevación es el movimiento real del disco en seguida a ella posición cerrada cuando la válvula esta relevando.
- 25.- Presión de Operación: La presión de operación es la presión, en libras/pulg<sup>2</sup> manométricas, a la cual el recipiente esta normal-sujeto en servicio. Un recipiente de proceso esta generalmente diseñado para una máxima presión permisible de trabajo, en lb/pulg<sup>2</sup> manométricas, la cual proporciona un margen apropiado por arriba de la presión de operación para prevenir cualquier operación indeseable del dispositivo de relevo.
- 26.- Sobrepresión: La sobrepresión es el incremento de presión sobre la presión de ajuste del dispositivo de relevo primario; esta será llamada acumulación cuando el dispositivo de relevo este ajustado a la máxima presión permisible de trabajo del recipiente. Nota: Cuando la presión de ajuste de la primera válvula de relevo de presión (primaria) para abrir es menor que la máxima presión de trabajo permisible del recipiente, la sobrepresión puede ser más grande que el 10 % de la presión de ajuste de la válvula.
- 27.- Mezclar: El mezclado es el enfriamiento de un fluido por el mezclado con otro fluido de una temperatura más baja.
- 28.- Presión de ajuste: La presión de ajuste, en libras/pulg<sup>2</sup> manométricas, es la presión a la cual la válvula de relevo de presión es ajustada para abrir bajo las condiciones de servicio. En una válvula de relevo y seguridad o de seguridad en servicio de gas, vapor o vapor de agua, la presión de ajuste es la presión de entrada a la cual la válvula dispara bajo condiciones de servicio. En una válvula de relevo o de relevo y seguridad en servicio liquido, la presión de ajuste es la presión de entrada a la cual la válvula comienza a descargar bajo las condiciones -

- nes de servicio.

- 29.- Condiciones de relevo: Las condiciones de relevo concernientes a la temperatura y presión de entrada al dispositivo de relevo de presión, a una sobrepresión específica. La presión de relevo es igual a la presión de ajuste de la válvula (o la presión de estallamiento del disco de ruptura) más la sobrepresión. La temperatura del flujo de fluido a las condiciones de relevo puede ser más alta o más baja que la temperatura de operación.
- 30.- Sistema de Despresurización de vapor: Un sistema de despresurización de vapor es un arreglo protectorio de válvulas y tuberías dispuesto para proporcionar una rápida reducción de la presión en los equipos por la liberación de los vapores. La actuación del sistema puede ser automático o manual.
- 31.- Venteo de Chimenea: Un venteo de chimenea es la terminación vertical elevada de un sistema de disposición el cual descarga vapores a la atmósfera sin combustión o conversión del fluido relevado. Parte de las definiciones anteriores son resumidas en forma gráfica en la fig 1. Este esquema intenta relacionar los términos descritos anteriormente para poder visualizar mejor su significado.

	150	↑ Sobrepresión o Presión de acumulación ↓ Blow Down
	140	
	130	
<u>Máxima Presión de relevo de vapor para el caso de fuego.</u>	120	
<u>Máxima presión de relevo de vapor</u>	110	
<u>Máxima Presión Permisible de Trabajo</u>	100	
<u>Presión de operación (a cualquier nivel practico por abaje de la MPPT.)</u>		

Presión de Ajuste— Presión a la que la válvula de relevo abre.  
Representante de la válvula

Fig 1 .- Relación entre varios terminos usados en conección con las válvulas de relevo de presión (cuando la presión de ajuste es la Máxima Presión Permisible de Trabajo)

Notas: La presión de operación normalmente esta un 10% abaje de la máxima presión permisible de trabajo.  
 El Blow Down , normalmente esta un 4% abaje de la presión de ajuste de la válvula.

C A P I T U L O .     2

E L E M E N T O S

## ELEMENTOS

Válvulas relevadoras de presión.

### 1.- Introducción.

Las válvulas relevadoras de presión evitan sobre-presurizaciones indeseables en los equipos de proceso y en las tuberías, tales válvulas operan automáticamente a una presión pre-determinada ventean-do el fluido y relevando la sobrepresión.

Una válvula relevadora de presión consiste de un cuerpo tipo ángulo el cual tiene una brida de entrada en el fondo y una brida de salida a un lado. La brida de entrada esta diseñada para los rangos de presión de entrada y temperatura de entrada. La brida de salida (más grande), generalmente tiene un rango de presión más bajo.

En las válvulas de relevo de presión, la brida de entrada aloja una boquilla cónica de un diámetro terminal pequeño, la cual sirve como el asiento de la válvula, donde descansa un disco cargado con resorte. Tales válvulas de relevo y seguridad pueden ser utilizadas para servicios de liquido y vapor, fig 2a y 2b.

La carga del resorte en el disco compensa la presión de entrada para evitar fuga a través del asiento de la válvula durante su operación normal en servicio liquido o vapor, el resorte es ajustado un 10 % por arriba de la presión de operación normal.

El ajuste de la presión se lleva a cabo mediante un tornillo localizado arriba del resorte. Para evitar interferencia con la presión de ajuste, el tornillo esta cubierto con una tapa roscada.

Cuando se desea alterar la colocación del resorte, se debe tomar en cuenta que el ajuste no debe ser mayor que el  $\pm 10$  % del establecido por los fabricantes fijado a 250 Psi, y  $\pm 5$  % por arriba de 250 Psi. El resorte puede estar alojado en un bonete. El bonete cerrado es utilizado cuando el fluido a descargarse debe estar confinado dentro del cuerpo de la válvula y descargado a la tubería.

Este bonete esta diseñado para el rango de presión de salida de la válvula. Las válvulas tipo Yoke, fig 2c exponen el resorte y son generalmente seleccionadas para servicios de aire y vapor.

De acuerdo con el código A.S.M.E. recipientes a presión sin fuego, las válvulas de seguridad en servicio vapor deben tener palancas de prueba.

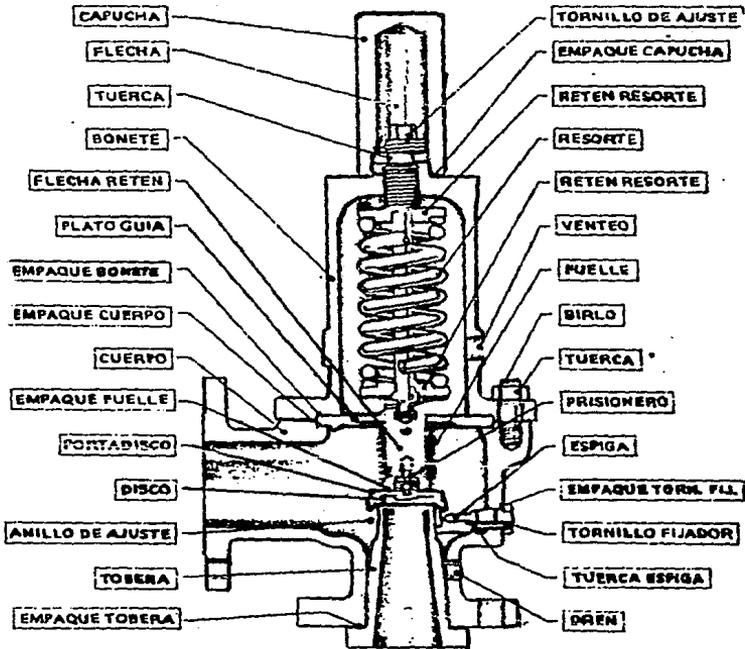


Fig 2a.- Ejemplo de una Válvula de relevo y seguridad del tipo balanceada para relevo de líquidos y gases.

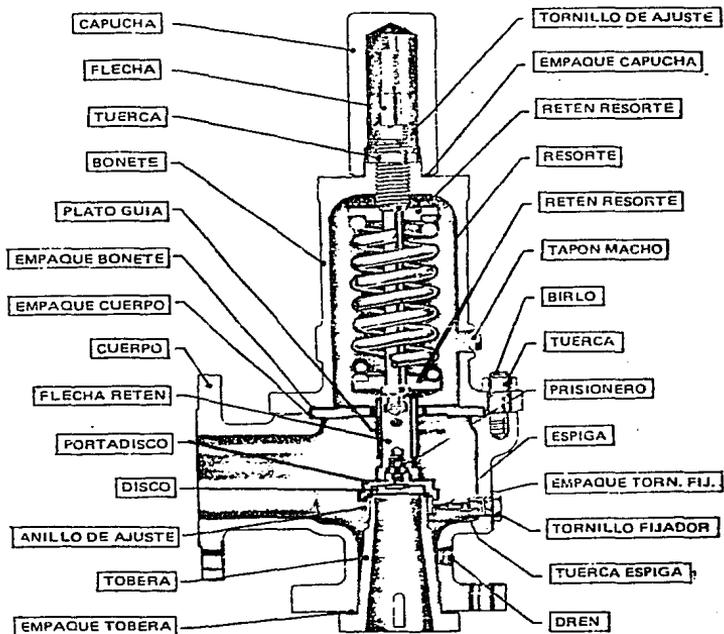
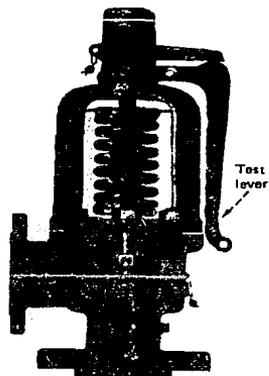


Fig 2b.- Ejemplo de una válvula de relevo y seguridad tipo convencional mostrando algunas de sus partes.

Fig 2c.- Válvula de Seguridad tipo Yoke con palanca de prueba, este tipo de valvulas son utilizadas en calderas.



c. Yoke-type safety valve

1) Válvula de relevo.

Descripción:

Una válvula de relevo es un dispositivo automatico relevador de presión actuado por la presión estática aplicada sobre la válvula, el cual abre en proporción al incremento en la presión de apertura, fig 2.1.

La válvula de relevo liquido empiezan a abrir cuando la presión interna alcanza la presión de ajuste. La presión se va elevando gradualmente hasta que esta es del 10 al 33% (dependiendo del servicio) arriba de la presión de ajuste. La válvula alcanzará su capacidad total en un 25% de sobrepresión. La presión de relevo esta definida como la presión de ajuste más la sobrepresión.

Aplicación.

Las válvulas de relevo son usadas principalmente en servicios liquidos.

Limitaciones.

Las válvulas de relevo no deben ser usadas:

- 1.- En servicios de vapor, aire o gas.
- 2.- En servicios con contrapresión variable.
- 3.- Como válvula controladora de presión o derivación.

2) Valvula de Seguridad.

Descripción.

La valvula de seguridad es un dispositivo automático relevador de presión actuado por la presión estática aplicada sobre la válvula que tiene como característica una apertura rápida completa o acción pop, de disparo independiente de la sobrepresión existente, fig 2.2.

La válvula de seguridad abre (dispara) cuando la presión alcanza la presión de ajuste. La presión continuará elevandose usualmente del 3 al 33% arriba de la presión de ajuste. Despues de que a relevado (llamado Blowdown), el disco reasienta alrededor del 4% abajo de la presión de ajuste. En las válvulas de vapor y gas, la presión estática abre el disco, y una fuerza dinamica mantiene esta abierta.

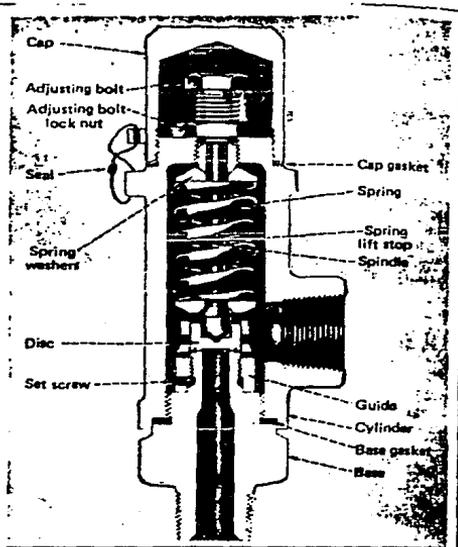
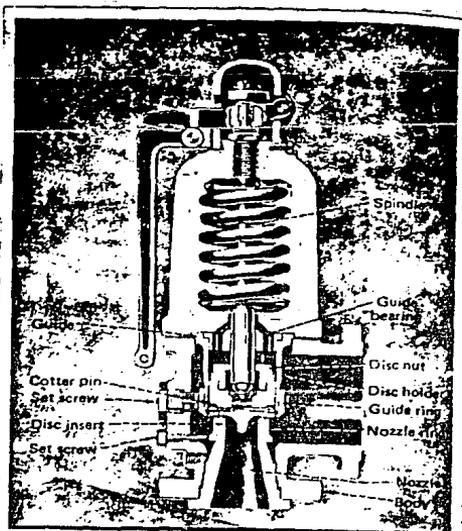


Fig 2.1.- Válvula de releve utilizada en las líneas de descarga en bombas.

Fig 2.2, Válvula de seguridad utilizada para servicio vapor y para calderas.



Esta fuerza es creada por la velocidad del fluido incrementada en la tobera cónica situada abajo del disco de la válvula y la campana formada en la superficie interior del disco, llamada cámara de mezclado. La cámara de mezclado desvía el flujo de gas, la velocidad y la masa del mismo y tal desviación es proporcional a la fuerza mantiene el asiento de la válvula abierto.

Para un rango de flujo del 25 al 30 % de la máxima capacidad de la válvula, es necesario que el asiento de la válvula se mantenga abierto. Un flujo menor puede causar abertura y cierre frecuente de la válvula llamado comunmente golpeteo.

#### APLICACION.

Las valvulas de seguridad son utilizadas en servicios de vapor y aire, en calderas de vapor o recalentadores.

Las valvulas de seguridad no deben ser usadas en:

- 1.- En servicios corrosivos.
  - 2.- En cualquier servicio con contrapresión.
  - 3.- Donde la descarga deba ser conducida a un lugar remoto.
  - 4.- Como válvula de control de presión o derivación.
- 3) Valvulas de relevo y seguridad.

Una válvula de relevo y seguridad es un dispositivo automático relevador de presión, adecuado para usarse como válvula de relevo o de seguridad, dependiendo de su aplicación.

En las valvulas de relevo y seguridad, un anillo de ajuste del reasentamiento sobresale dentro de la cámara.

A una posición alta del anillo, la acción de disparo, es sostenida y el reasiento mas largo que a una posición más baja. En servicio liquido, el anillo de reasentamiento no interferirá con la operación de la válvula, por esta razón, el anillo de reasentamiento es colocado en su posición más baja.

Las valvulas de relevo y seguridad están clasificadas como: Convencionales y Balanceadas, dependiendo de los efectos de la contrapresión en su funcionamiento.

### APLICACION.

Las valvulas de relevo y seguridad son diseñadas para usarse en procesos industriales donde el material descargado por la válvula sea flamable o tóxico y en donde el material tenga que ser descargado a un punto seguro y remoto a través de un sistema de descarga cerrado.

Las valvulas de relevo y seguridad son usadas normalmente en:

- 1.- En servicios de gas o vapor, aire o liquidos.
  - 2.- En servicios corrosivos.
  - 3.- Cuando la descarga de la válvula deba ser conducida a un lugar remoto.
  - 4.- Cuando se desea integrar su descarga a un cabezal comun.
- 3a) Valvulas de Relevo y Seguridad Convencionales.

#### Descripción:

Las valvulas de relevo y seguridad convencionales pueden tener los bonetes con venteo a la descarga de la válvula o a la presión atmosférica ver figs 2.3 y 2.5. El bonete es normalmente venteado internamente a la salida fig 2.4 y 2.6.

Este tipo de valvulas han sido empleadas donde la descarga es a través de un pequeño tubo venteado a la atmósfera o a través de un cabezal de baja presión que llevará la descarga de una o más valvulas a un lugar remoto. Una reducción en el tamaño y en el costo del cabezal de relevo puede lograrse incrementando su presión de operación.

Sin embargo, la contrapresión en la descarga de una válvula de relevo y seguridad convencional puede afectar su presión de abertura y la aescarga del fluido. El efecto de la contrapresión debe ser determinadao tomando como referencia los datos del fabricante.

La mayoría de las valvulas de relevo y seguridad convencionales disponibles en la industria petrolera tienen discos con una área  $A_D$ , la cual es mayor que el área del asiento de la boquilla  $A_B$ . El efecto de la contrapresión en este tipo de valvulas es ilustrado en la fig 2.3.

Si el bonete esta venteado a la presión atmosférica, la contrapresión actua con la presión del recipiente para contrarestar

la fuerza del resorte, lo cual hace que la presión de relevo sea menor que cuando establecemos la presión atmosférica a la salida ver fig 2.3.

Por lo contrario, si el bonete esta venteado a la descarga de la válvula en lugar de a la atmósfera, la contrapresión actua junto con la presión del resorte incrementando asi la presión de relevo ver fig 2.4.

Si La contrapresión es constante, esta puede ser tomada en consideración para ajustar la presión de relevo. En operación la contrapresión no es constante cuando un número determinado de valvulas descargan a un cabezal comun, ya que podemos tener una contrapresión de refuerzo.

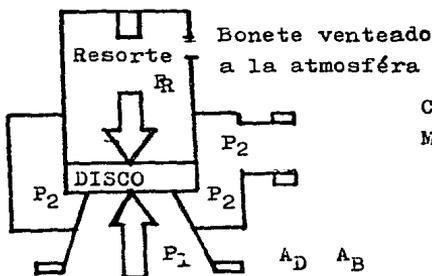
**APLICACION:**

Las valvulas de relevo y seguridad convencionales figs 2.5 y 2.6, son comunmente utilizadas en los servicios mencionados para las valvulas de relevo y seguridad donde cualquier contrapresión superimpuesta sea constante y en donde cualquier contrapresión de refuerzo no exceda del 10 % de la presión de relevo tal como lo especifican los códigos aplicables.

**LIMITACIONES:**

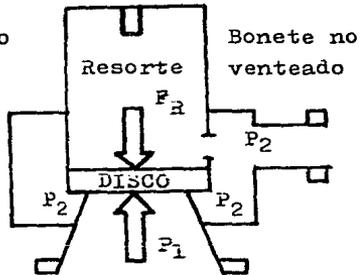
Las valvulas de relevo y seguridad convencionales no deben ser utilizadas en los siguientes servicios:

- 1.-En calderas de vapor o recalentadores.
- 2.-En los casos donde se tenga una contrapresión variable.
- 3.-Como valvulas de derivación o controladoras de presión.



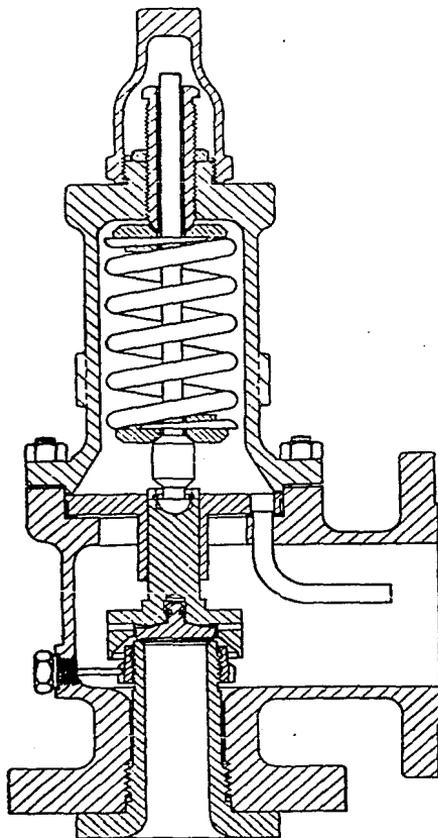
$$P_1 A_B = F_R - P_2 (A_D - A_B)$$

Fig 2.3.- La contrapresión disminuye la presión de relevo.



$$P_1 (A_B) = F_R + P_2 (A_D)$$

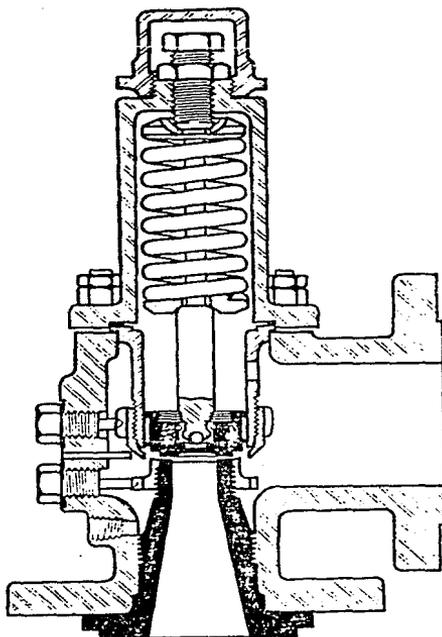
Fig 2.4.- La contrapresión incrementa la presión de relevo.



venteo tipo tubo

Fig 2.6- Válvula de Relieve y seguridad tipo convencional con dos anillos ajustadores para el control del reasentamiento.

Fig 2.5 Válvula de Relieve y seguridad tipo convencional con un anillo ajustador simple para el control del reasentamiento y con el benete ventead a la descarga per medie de un tube pequeño.



3b) Valvulas de Relevo y Seguridad Balanceadas.

Descripción:

Las valvulas de relevo y seguridad balanceadas son aquellas en las cuales la contrapresión tiene muy poca influencia en la presión de relevo.

Estas valvulas son de dos tipos, tipo pistón y tipo fuelle, ver figs 2.9, 2.10. En las valvulas del tipo pistón, de las cuales, existen algunas variaciones, la guia esta venteada de modo que la contrapresión que actua en las caras opuestas del disco de la válvula se cancela y la cara superior del pistón, la cual tiene la misma área  $A_p$  que el área del asiento de la boquilla  $A_B$  esta sujeta a la presión atmosférica mediante el venteo en el bonete, ver fig 2.7.

En la válvula tipo fuelle, el área del fuelle efectiva  $A_f$  es la misma que el área del asiento de la boquilla  $A_B$  y elimina la contrapresión sobre la parte superior del área del disco, ver fig 2.8. El área del disco extendida más alla del fuelle y el área del asiento se cancelan, por consiguiente todas las fuerzas están balanceadas.

Para prevenir una posible falla del fuelle, el bonete debe estar venteado separadamente de la descarga.

Las valvulas de relevo y seguridad balanceadas hacen posible mayores presiones en los cabezales de relevo. Los dos tipos de valvulas balanceadas mencionadas deben tener venteos en el bonete lo suficientemente grandes para asegurar que no haya una apreciable contrapresión durante el diseño de las condiciones de flujo.

Si la válvula se encuentra localizada en un lugar donde el venteo atmosférico presente un riesgo, el venteo debe ser conducido a un lugar seguro, independientemente del sistema de descarga de la válvula.

APLICACION.

Las valvulas de relevo y seguridad balanceadas pueden ser usadas en todos los servicios mencionados para las valvulas de relevo y seguridad donde la contrapresión es constante o variable, en servicio de fluidos de carga de alta viscosidad, y en-

servicios en tuberías de descarga de bombas.

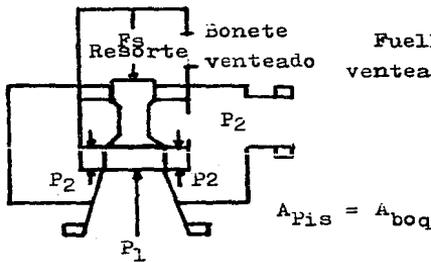
Las válvulas de relevo y seguridad balanceadas tipo fuelle son efectivas en servicios corrosivos porque estas sellan el fluido de carga corrosivo del contacto con las superficies de las guías de las válvulas, lo cual evita pegamientos como resultado de la corrosión en este punto de contacto.

**LIMITACIONES:**

Las válvulas de relevo y seguridad balanceadas no deben ser utilizadas en:

- 1.- En calentadores de vapor o recalentadores.
- 2.- Como válvulas controladoras de presión o derivación.

Disco balanceado y pistón venteado



$$P_1 A_N = F_s$$

$$\text{Presión de ajuste } P_1 = \frac{F_s}{A_N} = \frac{\text{Fuerza del resorte}}{\text{Área del asiento } boq}$$

Fig 2.7.- Válvula de relevo y seguridad con pistón venteado y disco balanceado.

fuelles venteados

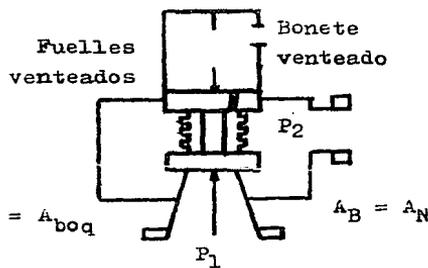


Fig 2.8.- Válvula de relevo y seguridad con fuelle venteado a la atmósfera.

- Nota:
- $P_1$  = Presión de ajuste de la válvula
  - $P_2$  = Contrapresión en la línea de venteo
  - $F_s$  = Fuerza del resorte de la válvula.
  - $A_N$  = Área de asiento de la boquilla.
  - $A_p$  = Área de la cara del pistón.
  - $A_B$  = Área de los fuelles.
  - $A_d$  = Área del disco de la válvula.

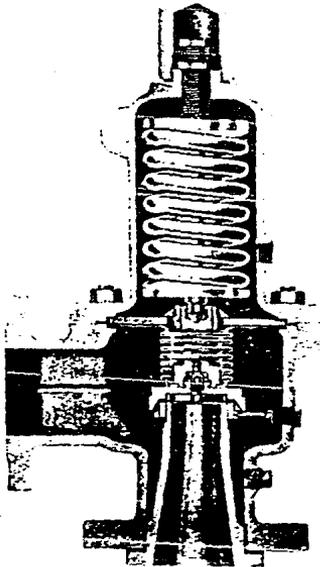
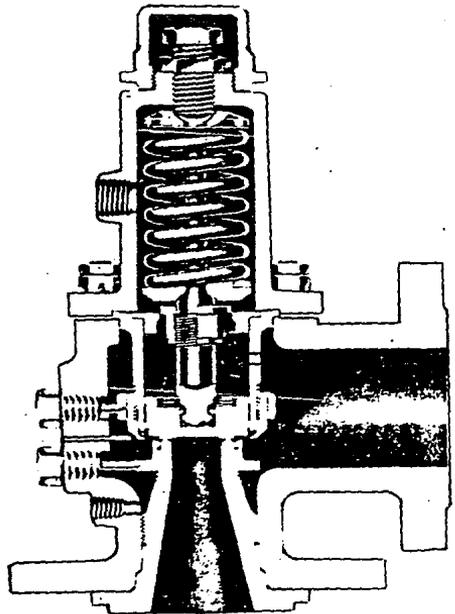


Fig 2.9, Válvula de Relieve- Seguridad con fuelle balanceada.

Fig 2.10 Válvula de Relieve - Seguridad tipo Pistón balanceada.



3c) Valvulas de relevo y seguridad operadas por piloto.

Las valvulas de relevo y seguridad operadas por piloto normalmente consisten de dos unidades básicas:

Una unidad de control o mecanismo piloto y la válvula de venteo principal.

La fig 2.11 muestra una válvula operada por piloto en la cual, la paleta o disco de la válvula principal es ayudada a cerrar por medio de una combinación de cargas de presión y de resorte. Estas valvulas son generalmente diseñadas para una operación a capacidad total a la presión de ajuste, por si alguna parte del piloto falla.

APLICACIONES.

Las valvulas operadas por piloto son utilizadas primordialmente en servicios en los cuales se requiere una área de relevo de presión grande y una minima diferencia entre la presión de operación normal del recipiente y la presión de ajuste de la válvula.

LIMITACIONES:

Estas valvulas no son generalmente utilizadas en:

- 1.- Servicios con contrapresión.
- 2.- Servicios de procesos en refinarias en general.
- 3.- Servicios liquidos.
- 4.- Servicios en donde la temperatura exceda los limites de seguridad de los aráfragmas flexibles.

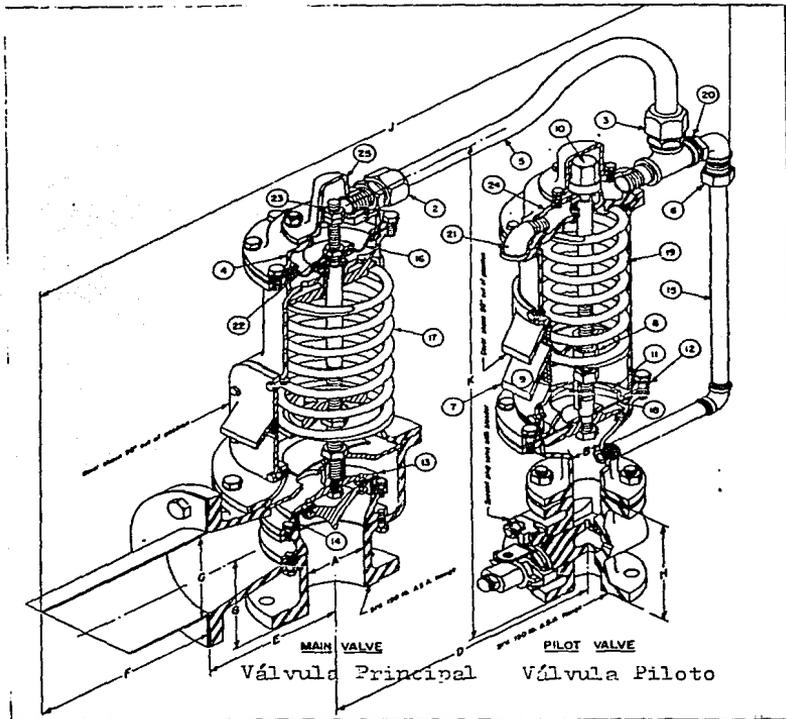


Fig 2.11.- Válvula de relevo y seguridad operada por piloto.

Nomenclatura:

- 4.- Alojamiento en lo alto de la válvula principal.
- 8.- Tuercas de ajuste del resorte del piloto.
- 10.-Ensamble de la contrapunta de apoyo de la válvula principal
- 11.-Anillo del diáfragma del piloto.
- 12.-Alojamiento del resorte del piloto.
- 13.-Paleta de la válvula principal.
- 14.-Anillo del asiento de la válvula principal.
- 16.-Diáfragma de la válvula principal.
- 17.-Resorte de la válvula principal.
- 18.-Diáfragma del piloto.
- 19.-Resorte del piloto
- 21.-Venteo del piloto
- 24.-Alojamiento de la contrapunta del piloto.

#### 4.- Venteos de Presión y Vacío.

Descripción: Los venteos de vacío y presión son dispositivos de relevo de vacío y presión actuados por la presión o vacío existente en el tanque de almacenamiento a proteger.

Estos venteos son normalmente pesos cargados en el lado de la presión y del vacío, los rétenes son calibrados para abrir a muy bajas presiones. Si bien los venteos de presión y de vacío están disponibles como unidades separadas, normalmente son construidas como unidades combinadas en un cuerpo integral y frecuentemente referidas como válvulas de respiro o venteos de conservación.

La fig (2.12) muestra una combinación de un venteo de presión y de vacío con el lado de presión equipado con un venteo de flama, el cual puede ser operado por una cadena, desde el suelo. Los arrastradores de flama pueden ser usados entre el venteo y el tanque para prevenir la circulación de una flama desde una fuente exterior hasta el interior del tanque.

#### Aplicación:

Los venteos de presión y vacío son utilizados para proteger tanques de almacenamiento atmosféricos contra una diferencia de presión (la presión o el vacío dentro del tanque contra la presión atmosférica externa al tanque), suficientemente grande para dañar el tanque. El código API Std 2000, Venting Atmospheric and Low - Pressure Storage Tanks, sugiere el uso de válvulas de respiro en tanques de almacenamiento atmosféricos conteniendo hidrocarburos con un punto de flasheo por abajo de 100°F., aunque también pueden ser usadas en almacenamiento de aceites pesados si se desea, ver fig 2.13.

#### Limitaciones:

Las válvulas de presión y de vacío son diseñadas para proteger tanques de almacenamiento atmosféricos y en general deben ser limitadas a este tipo de servicio, a menos que sean modificadas para otra finalidad.

Nomenclatura.

- 1) Cuerpo
- 2) Anillo del asiento (vacío)
- 3) Cubiertas (presión, vacío)
- 4) Anillo del asiento (presión)
- 5) Postes guía (vacío)
- 6) Postes guía (presión)
- 7) Tuercas manuales
- 8) Mampara del anillo
- 9) Cubierta (vacío)
- 10) Mampara (presión)
- 11) Cubierta empaquetada
- 12) Retén
- 13) Tornillos
- 14) Tornillos
- 15) Capucha sin respiradero
- 16) Capucha con respiradero
- 17) Armazón
- 18) Eje y brazo del peso
- 19) Peso
- 20) Cadena para venteo manual
- 21) Tornillo ajuste cabeza cuadrada
- 22) Tornillo de ajuste cabeza cuadrada.
- 23) Tornillo cabeza redonda maq
- 24) Tuerca Hexagonal
- 25) Tornillo cabeza redonda maq.
- 26) Tornillo cabeza plana maq.
- 27) Tornillo cabeza plana
- 28) Brida empaquetada.

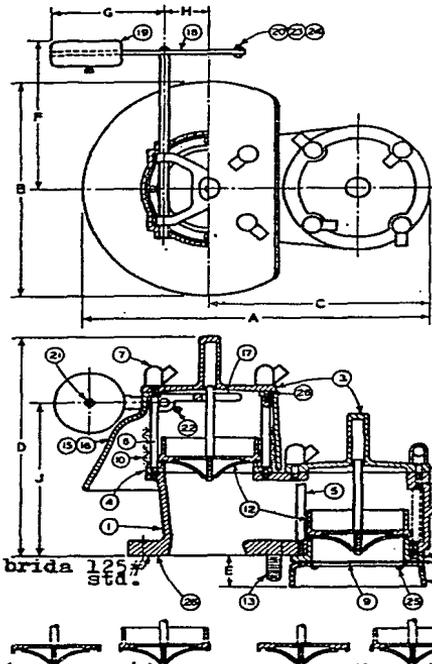


Fig 2.12.- Combinación de un venteo de presión y de vacío.

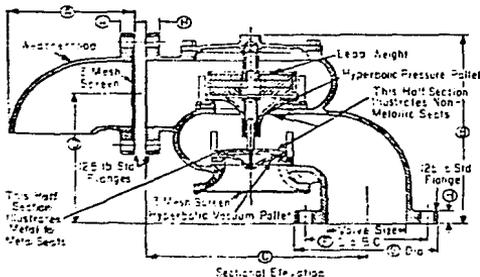
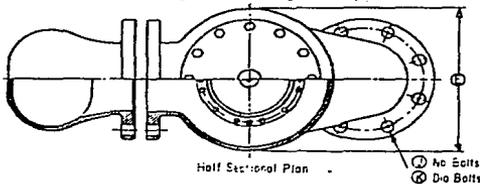


Fig 2.13.- Válvula de relevo de vacío y presión del tipo peso muerto.

4a.- Válvulas de Relevo tipo atmosféricas.

Los condensadores de superficie asociados con las turbinas de condensación de vapor operan a un vacío. La pérdida de agua de enfriamiento al condensador de superficie tendrá como resultado la pérdida de la capacidad de condensación del vapor. De tal manera, que la necesidad inmediata es el venteo de una gran cantidad de vapor. Válvulas de relevo especiales de gran capacidad han sido diseñadas para este servicio. Hay dos tipos básicos: Las de paletas cargadas con un peso, fig 2.14, y las multipuertos. Las valvulas están ajustadas para abrir o relevar ligeramente por arriba de la presión atmosférica. Estas valvulas pueden ser dimensionadas de acuerdo con el : Standards of the Heat Exchange Institute-Barometric and low level Jet Condensers.

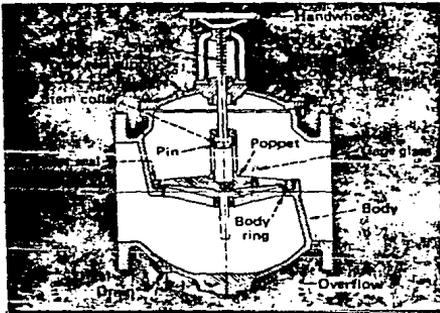


Fig 2.14.- Válvula de relevo atmosférica para condensadores de superficie.

Aplicaciones especiales:

Las Bombas reciprocantes generan pulsos de presión que tienden a elevar el disco de una válvula de relevo y causan que la válvula fuge. Por lo tanto, las valvulas de relevo en las bombas reciprocantes deben estar ajustadas por lo menos un 25% por arriba de la presión de operación. Las valvulas de relevo y seguridad en compresores reciprocantes serán ajustadas por lo menos un 15 % por arriba de la presión de operación.

5.- Válvulas con asientos con anillos de sello.

DESCRIPCION:

Algunas valvulas de relevo y seguridad son fabricadas con anillos O-Ring elásticos o con otros tipos de sellos flexibles para complementar o reemplazar las superficies de asentamiento metal a metal convencionales.

Generalmente las valvulas son similares en todos los aspectos a las valvulas básicas previamente descritas, con la excepción de que los discos son diseñados para acomodar algun tipo de anillo de sello para desarrollar un grado de espesor que exceda el espesor comercial usual de asientos de metal convencionales.

La fig 2.15, Muestra una válvula con asiento de sello tipo O-Ring.

APLICACION.

Este tipo de asiento de válvula es utilizado frecuentemente en valvulas en servicio de vapor o gas ácido donde una ligera fuga rápidamente corroerá o obstruira las partes móviles con productos de la corrosión.

Estos asientos pueden ser utilizados en valvulas en las cuales deben o necesiten operar demasiado cercanas a la presión de ajuste, resultando en una presión diferencial relativamente pequeña en el disco.

Los materiales más comunmente usados para estos sellos son: Silicon (50), Buna N (50), Viton (70), Silicon (70)

Existen cartas de selección de materiales para los anillos O-Ring, estas cartas son proporcionadas por los fabricantes.

LIMITACIONES.

Los materiales elásticos disponibles los cuales resistirán el ataque de la mayor parte de los fluidos en una refineria.

Aunque estos materiales pueden ser usados solo a bajas temperaturas.

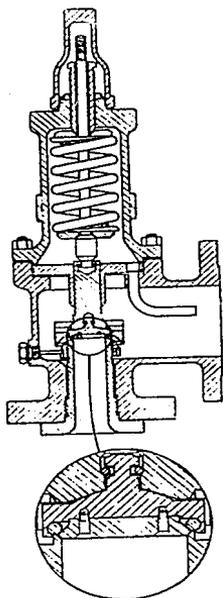


Fig 2.15.  
Válvula de relevo-seguridad con sello  
O-ring.

## 6.- DISCOS DE RUPTURA.

### 1.- Descripción:

Se entiende por disco de ruptura, un diáfragma de metal sostenido entre bridas especiales (cabezas de seguridad), los discos de ruptura son diseñados para relevar la presión del sistema a proteger, fig 2.16.

Las aplicaciones típicas de los discos de ruptura caen dentro de las siguientes categorías:

#### 1a.- Relevo Primario.

Cuando un dispositivo de relevo de presión es utilizado como el dispositivo único o primario, puede ser utilizado un disco de ruptura como el único medio de protección contra la sobrepresión ver fig 2.17. En esta aplicación el código A.S.M.E. indica que la presión de ajuste no debe exceder la máxima presión de trabajo permisible, y el dispositivo será dimensionado para prevenir elevaciones de la presión del 10 % por arriba de la máxima presión permisible de trabajo.

#### 1b.- Relevo Secundario.

El disco de ruptura puede ser utilizado para proveer un relevo secundario a otros discos de ruptura o a otras válvulas de relevo de presión, fig 2.18. El código A.S.M.E. permite que los dispositivos de relevo secundario sean ajustados tan alto como el 105 % de la máxima presión de trabajo permisible, y dimensionados para prevenir elevaciones de presión mayores que el 116 % de la máxima presión permisible de trabajo. Los discos de ruptura pueden ser utilizados para prevenir explosiones.

#### 1c.- Combinación.

En este caso el dispositivo o disco de ruptura estará localizado entre una válvula de relevo de presión y el recipiente de proceso, de tal manera que evitará la fuga o derrame a través de la válvula de relevo de presión. Un disco de ruptura instalado de esta manera protegerá a la válvula de relevo internamente de medios corrosivos, y evitará la obstrucción o taponamiento de la válvula., ver fig 2.19.



Fig 2.16.- Disco de Ruptura Standard.

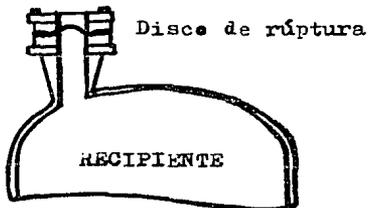


Fig 2.17.- Disco de Ruptura como releve primario protegiendo un recipiente a presión

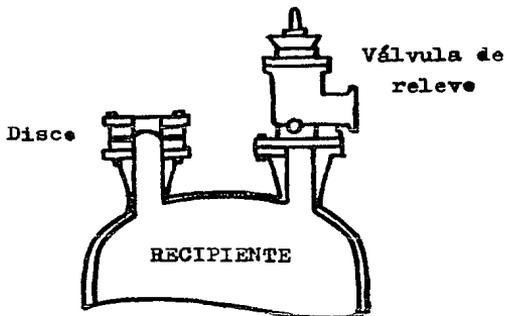


Fig 2.18.- Válvula de releve y disco de ruptura como medio secundario de protección.

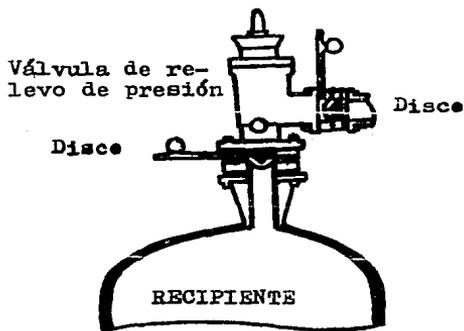


Fig 2.19.- Discos de ruptura protegiendo a una válvula de relevo a la entrada y a la descarga del medio corrosivo, o de fluidos poliméricos.

Los requerimientos para los discos de ruptura, descritos como dispositivos de relevo de presión no mecánico ha variado desde su instalación en tuberías hasta su utilización en módulos lunares y su tecnología avanza acorde a los requerimientos industriales y al avance de la ciencia.

El diseño y construcción de los discos de ruptura depende del conocimiento de los metales y su comportamiento a los siguientes factores:

- 1.- Temperatura, de elevadas hasta criogenicas (usualmente-  
mas baja que la del recipiente y la de la fase liquida).
- 2.- Cargas de tensión y compresión.
- 3.- A su resistencia a las sustancias expuestas como corrosión  
, abrasión de gases, liquidos y vapores, y a las condiciones  
ambientales, en las cuales hay que considerar ambos  
lados del disco (proceso y atmosférico).
- 4.- A sus características de apertura a los diferentes tipos de  
presión expuestos, aqui el margen de presión involucra la  
diferencia entre la presión normal de operación del sistema  
y el rango de operación del disco, se debe evaluar el tipo  
de presión del sistema (estática  o surging .
- 5.- A las condiciones de operación del sistema.
  - A presión
  - A vacío
  - A vacío constante.
  - A presión y vacío alternante.

Los tipos y medidas (diámetro interno) de los discos de ruptura incluyen un amplio rango de selección la cual esta definida en función de la capacidad y los requerimientos del sistema en particular.

Los metales ductiles más comunmente usados son, Aluminio, acero inoxidable, Inconel, Monel, Nickel, Plata, Platino, Hastelloy, Tantalio, Titanio.

Los diámetros internos van desde 1/8" hasta 44".

Los rangos del espesor desde 0.001" hasta 0.065".

Los rangos de presión desde 1.5 psi hasta 100,000 psi.

y los rangos de temperatura de  $-420^{\circ}\text{F}$  a  $+1000^{\circ}\text{F}$ .

Con respecto a los discos metalicos estos son prepaneados o esferoidales y tambien contruistruidos en plástico/metales y metales recubiertos, cuando estos discos son colocados con el lado concavo hacia el recurso de la presión en tensión se hace necesario un dispositivo de vacio para proteger el equipo en caso de operar con vacio continuo o periódico.

Por otro lado cuando el lado convexo es colocado hacia el recurso de la presión (en compresión) se obtiene un mejor funcionamiento y el dispositivo no es requerido.

El dispositivo de vacio o soporte de vacio se explica cuando la contrapresión en el lado convexo (atmosferico) sea mas grande que aquella aplicada al lado concavo (presión). El soporte de vacio tiene como función principal, prevenir la distorsión o inversión del disco de ruptura, ver fig 2.20.

Mención aparte requieren los discos de ruptura de grafito por sus características "unicas", esto es; alta resistencia a la corrosión, resistencia a la fátiga, inmunidad a shocks térmicos y geometria plana. Sin embargo estos discos requieren dispositivos de vacio cuando se espera vacio en el recipiente o sistema protegido.

prepaneado



tres componentes



Fig 2.20.

Los discos de ruptura protegen a los sistemas de proceso.

Las bridas (cabezas de seguridad) diseñadas para incorporar el disco a un sistema a presión son de muchos tipos, pero en general las más comunes son:

- a) Tipo bridadas.- Ensamble usado para todas las medidas.
- b) Tipo unión.- Limitado a medidas de hasta 2 pulgadas.
- c) Tipo tornillo.- Limitado a medidas de hasta 1 pulgada.

Estas medidas son incorporadas al sistema soldando, roscando o mediante bridas., ver figs 2.21 y 2.22.

La presión de ruptura en los discos varia directamente con el espesor e inversamente con el diámetro ver la tabla No 3 del capítulo 7.

#### REQUERIMIENTOS GENERALES:

- a) Se requiere un venteo, generalmente provisto con una válvula de exceso de flujo entre la válvula de relevo y el disco de ruptura para prevenir sobrepresión, normalmente también, un manómetro se debe de incluir con la válvula de exceso de flujo para indicar cuando el disco a explotado.
- b) Cuando el disco esta conectado después de la válvula, debido a que los mecanismos de la válvula conectados al cabezal y/o medio ambiente no son apropiados contra condiciones de corrosión será necesario usar una válvula cuyo punto de ajuste no sea afectado por la contrapresión, o en su defecto se deberá incluir un venteo entre la válvula de relevo y el disco de ruptura.

#### VENTAJAS (Sobre las valvulas de relevo).

- 1.- Mejor resistencia a la corrosión.
- 2.- No fuga hasta estallar.
- 3.- Disponible para servicios de líquidos sucios.
- 4.- Mejor manejo de explosiones y detonaciones lentas.
- 5.- Menos afectadas por altas viscosidades.

#### LIMITACIONES.

- 1.- Para discos de ruptura pandeados colocados con el lado concavo hacia el recurso de la presión, la presión de operación del sistema a proteger es limitada por el 55 al 85 % de la presión de ruptura pre-determinada por el disco.
- 2.- Presiones más altas de operación (arriba del 90 % dependiendo de la presión de ruptura de diseño del disco) son solo posibles con el lado convexo orientado hacia el recurso de la presión.

Los efectos reducidos de fátiga por presión de operación de vibración y ciclica resultará en una vida de servicio más larga que la lograda con el lado concavo hacia el recurso de la presión.

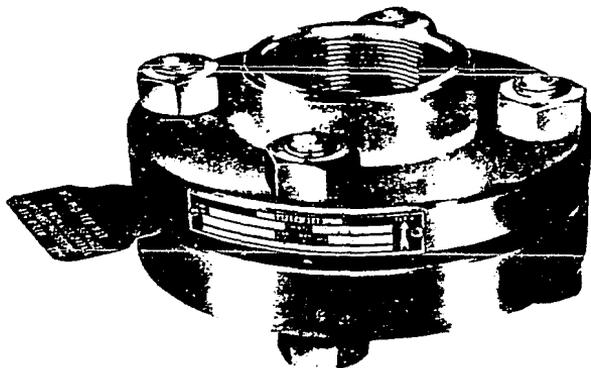


Fig 2.21.- Ensamble de un cabezal de seguridad del tipo bridado conteniendo un disco de ruptura.

pernada

tipo-union

tipo-tornil

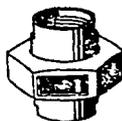
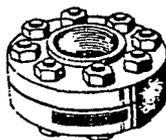


Fig 2.22.- Cabezas de seguridad más comunmente utilizadas en la industria.

C A P I T U L O 3

---

---

CAUSAS PRINCIPALES QUE PROVOCAN SOBREPRESION EN

EQUIPOS Y TUBERIAS.

## CAUSAS PRINCIPALES QUE PROVOCAN SOBREPRESION EN EQUIPOS Y TUBERIAS.

Se considera como causa de sobrepresión o condición anormal de operación, el incremento de presión en un recipiente u equipo de proceso, por arriba de la presión de operación, pudiendose incrementar hasta el valor de diseño de los mismos.

Las causas más comunes de sobrepresión son:

### 3.1.- Fuego Externo

Es el peligro No 1 en tanques de almacenamiento de líquidos muy volátiles (por ejemplo hidrocarburos), como fuente no directa, el fuego provoca la evaporación de líquidos y por consiguiente un aumento en su presión de vapor y sobrepresión en los equipos que lo contienen.

La magnitud de este fenómeno, dependerá de la temperatura alcanzada y de la volatilidad del fluido. Se dice que es el peligro No 1 debido a que puede provocar explosiones y por lo tanto la ruptura de equipos. La ruptura de un equipo manejando fluidos gaseosos es más peligrosa que la de uno manejando líquidos, ya que con el gas la fuerza de choque continúa aún después de la ruptura originando ondas de choque y proyección de fragmentos. Esto junto con el fuego y el aire ocasionan situaciones sumamente alarmantes, en el caso de los líquidos el daño es menor ya que la presión se disipa inmediatamente después de la ruptura. Es necesario tener presente que cuando una fuente de ignición como una chispa o una flama se pone en contacto con una mezcla de gases inflamables (como podría ser el caso inmediato a la explosión), se inicia la combustión en el punto de contacto, provocando que la flama viaje desde el punto de ignición por toda la masa de gases. Cuando el punto de ignición se localiza a la mitad del volumen del gas, la flama avanzará en todas direcciones expandiéndose a partir del punto de ignición.

### 3.2.- Salidas Bloqueadas.

Estos casos se presentan frecuentemente en equipos de desplazamiento positivo, en descargas de vapor en turbinas, en torres de destilación y en equipos de transferencia de calor.

El cierre de una válvula puede deberse a una falla de aire de instrumentos a una válvula de control o por el cierre accidental por algun operador.

Veamos para ejemplificar los siguientes casos:

### 3.2a.- Cambiadores de calor.

Si por alguna causa la válvula de bloqueo (a) cerrará mientras que el fluido caliente sigue pasando, el fluido frío atrapado llegaría a expandirse térmicamente dañando el cambiador, será necesario por lo tanto colocar una válvula de relevo de presión a la salida de la línea que maneja el fluido frío, fig 3.1.

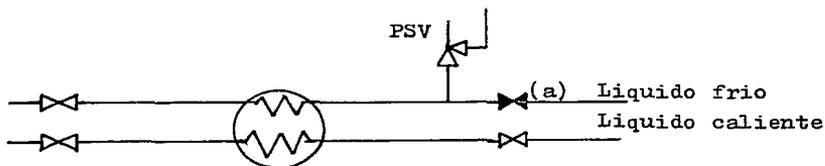


Fig 3.1.- Intercambiador de Calor protegido por el lado frío.

### 3.2b.- Calentadores a fuego directo.

Este caso presenta los mismos efectos que el anterior, cuando el fluido que fluye por el serpentín de líquido es bloqueado accidentalmente a la salida.

es también necesaria una válvula de relevo de presión a la salida del serpentín de vapor sobrecalentado para evitar que se dañe el equipo cuando accidentalmente es puesto en operación teniendo las válvulas cerradas, fig 3.2.

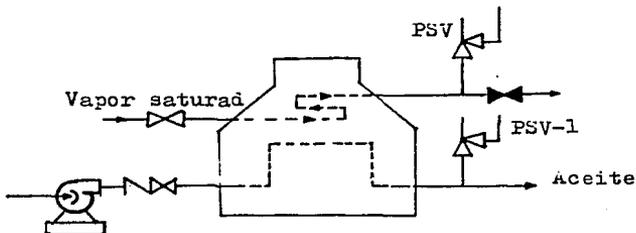


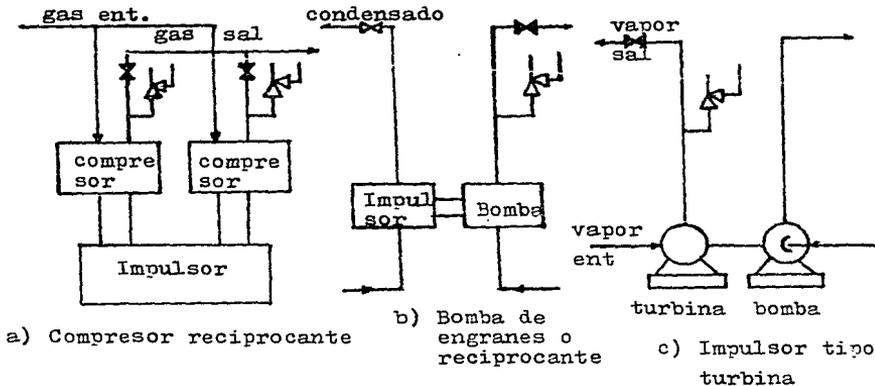
Fig 3.2.- Calentador protegido en el tubo de salida.

3.2c.- Equipos de desplazamiento positivo.

En el caso de compresores, bombas reciprocantes y de engranes, en donde se suministra energía de presión a los fluidos en la descarga, si existiera una válvula cerrada a la descarga, esta provocaría una sobrepresión en la línea al grado de romper la tubería o el envolvente del equipo, por lo que son requeridas válvulas de relevo de presión a la salida de los mismos, ver figuras 3.3a y 3.3b.

3.2d.- Descarga de vapor en turbinas.

Puesto que el lado de salida de una turbina, está generalmente diseñado para una presión más baja que el lado de entrada, debe colocarse (en el caso de que exista una válvula de bloqueo a la salida) una válvula de relevo de presión en la descarga para evitar sobrepresiones en el equipo, fig 3.3c.



Figs 3.3a, 3.3b y 3.3c.- Compresores , Bombas y turbinas están sujetos a sobrepresión y requieren de válvulas de relevo.

### 3.2e.- Columnas de fraccionamiento.

En este caso un bloqueo en la descarga del destilado hacia el condensador operando normalmente el rehervidor, provocaría sobrepresión en la torre, se requiere por lo tanto de un dispositivo de relevo de presión para la protección del equipo. (fig 3.4).

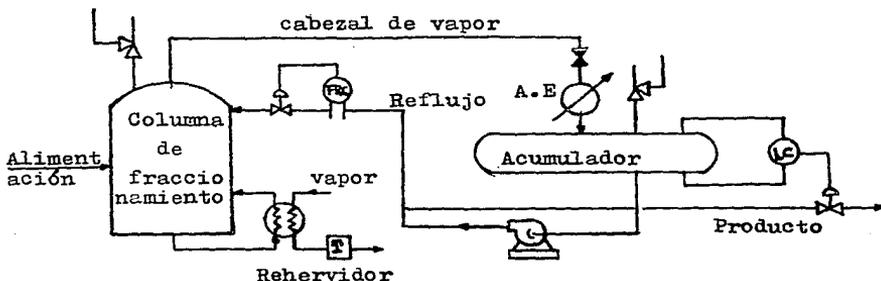


Fig 3.4.- Una unidad de fraccionamiento puede ser sobrepresurizada debido al bloqueo, pérdida del medio de enfriamiento, falla de equipo o de instrumentos.

### 3.3.- Apertura Inadvertida de válvulas que comuniquen a equipos con fuentes de presión superiores.

La apertura inadvertida de cualquier válvula de una fuente de presión superior, tal como vapor de alta presión o de fluido de proceso deberá ser considerada para determinar la capacidad del dispositivo de protección (colocado en el lado de baja presión), de tal forma que dicho dispositivo deberá ser lo suficientemente grande para permitir el relevo del flujo que pase a través de la válvula abierta.

### 3.4.- Falla de Servicios Auxiliares.

La pérdida de cualquier servicio auxiliar en una unidad de proceso, ya sea parcial o total debe ser evaluada cuidadosamente. A continuación se indican los servicios auxiliares normales que pueden fallar y ser causa de sobrepresión, así como los equipos afectados:

#### 3.4a- Falla de Energía Eléctrica.

En general esta falla afecta a los equipos accionados por motor

eléctrica, así como a la instrumentación eléctrica.

3.4b- Falla de agua de enfriamiento.

Básicamente afecta a condensadores y enfriadores ya sea de proceso o de servicios auxiliares.

3.4c- Falla de aire de instrumentos.

Afecta principalmente a todas las válvulas reguladoras de proceso así como a los transmisores, controladores y dispositivos neumáticos.

3.4d- Falla del medio de enfriamiento a un condensador.

Afecta a columnas de fraccionamiento, en este caso la sobrepresión en la columna puede ser causada por la pérdida de agua de enfriamiento al condensador, la pérdida de reflujo, falla instrumental o falla de la bomba. El bloqueo o falla de una válvula de control en la posición abierta o cerrada es un tipo de falla que también debe ser considerada.

- Falla de reflujo. En la mayoría de los casos la falla de reflujo en una torre, causará la inundación del condensador, lo cual es equivalente a la pérdida total del medio de enfriamiento, normalmente el dispositivo dimensionado por falla del medio de enfriamiento será protección adecuada para esta condición.
- Condensación total.- Para la condición de falla del medio de enfriamiento, el flujo de relevo es el flujo total de vapores de entrada al condensador.
- Condensación parcial.- Para la condición de falla del medio de enfriamiento, el flujo de relevo es la diferencia entre el flujo normal de vapores de entrada al condensador y el flujo normal de vapores de salida a las condiciones de relevo.

3.5.- Falla de Instrumentos.

La condición de operación ineficiente de instrumentos, ya sea por fallas mecánicas o en la señal puede causar problemas graves si no se evalúan bien las condiciones de operación eficiente del instrumento así como la seguridad o posibles fallas en el suministro de la señal. Algunos ejemplos de los problemas que pueden causar la falla de un instrumento son los siguientes:

- Pérdida en el ciclo de operación para la regeneración de torres de absorción.

- Perdida en la señal de alto y bajo nivel para la protección de equipos y bombas.
  - Perdida de la señal de alta y baja temperatura para la protección de equipos de intercambio de calor.
- La selección de la secuencia de falla de instrumentos en el sistema elimina o reduce considerablemente los requisitos de relevo.

3.6- Falla de Combustible o Combustoleo.

Afecta a Calderas, rehervidores, máquinas de combustión interna y generadores de corriente eléctrica.

3.7- Expansión Térmica.

El aumento de volumen causado por el incremento o disminución de temperatura en un sistema cerrado, ocasionará la necesidad de un dispositivo de seguridad.

3.8- Golpes de Ariete Hidráulico.

Se generan por la acción de válvulas de cierre rápido, este tipo de sobrepresión no puede controlarse por medio de un dispositivo debido a que estos son de respuesta lenta, mientras que las ondas de choque son generadas en milisegundos con un aumento considerable de presión, para estos casos se debe considerar el uso de amortiguadores de pulsación.

3.9- Sobrellenado de equipos debido a una falla de control o error humano.

3.10 Entrada accidental de líquidos más calientes.

3.11 Acumulación de Gases Incondensables.

3.12 Explosiones Internas.

Las reglas para el dimensionamiento de dispositivos de relevo en el caso de explosiones internas han sido muy difíciles de evaluar. Ningún método de dimensionamiento simple ha sido aceptado completamente, debido a la incertidumbre en la determinación de la velocidad de aumento de temperatura y presión así como en la falta de bases para predecir las mezclas gaseosas presentes. Los dispositivos generalmente más usados para este caso son los discos de ruptura debido a que reaccionan más rápidamente que las válvulas de relevo.

### 3.13.- Reacciones Químicas.

El cálculo del flujo de relevo causado por una reacción química requiere de un amplio conocimiento de la cinética de la reacción. Son particularmente importantes las reacciones exotérmicas debido a:

- La aceleración de la velocidad de reacción con el aumento de la temperatura, acompañada por una producción rápida de altas velocidades de energía liberada.
- Grandes volúmenes de no incondensables liberados cuando la temperatura se ha elevado a un nivel excesivo y la reacción comienza a descomponerse.

### 3.14.- Agua en Aceite caliente.

Generalmente no hay métodos de cálculo aceptados para los requerimientos de relevo para la condición de agua en contacto con aceite caliente, aún cuando esta completamente reconocida como una fuente potencial de sobrepresión.

Si la cantidad de agua es conocida (lo cual es poco probable) y el calor disponible en la corriente de proceso puede ser calculada, la válvula de relevo puede ser diseñada como si esta fuera una válvula de vapor. Pero esto puede ser cuestionable si tal válvula puede abrir suficientemente rápido para relevar casi instantáneamente la expansión de líquido o vapor (aproximadamente de 1 a 1,400 la presión atmosférica) esto ocurre bajo estas condiciones. Lo mismo generalmente se aplica a la vaporización instantánea de hidrocarburos ligeros por aceite caliente, aunque la razón de volumen de líquido a vapor puede ser considerablemente más baja que con la vaporización de agua.

C A P I T U L O 4

M A S A A R E L E V A R.

Requerimientos de la capacidad de relevo para la operación de un proceso expuesto y no expuesto a fuego.

**Descripción:**

Cada Sistema y unidad de proceso será examinado para su operación segura, como lo expresan los requerimientos específicos para una área de proceso, fluidos de proceso y los códigos aplicables.

Los Códigos particularmente establecen guías basadas en la experiencia, y son requerimientos firmes para el diseño. La Capacidad de relevo esta basada en la mayor parte de los requerimientos extremos de un sistema.

Un Sistema es generalmente un equipo o grupo de equipos los cuales estan aislados por valvulas de bloqueo.

Dentro de estos sistemas aislados se debe de hacer una cuidadosa examinación de las posibles causas de sobrepresión y asi determinar la capacidad de relevo.

Cuando haya varias causas que incrementen la presión el dispositivo de relevo se debe de diseñar para la mayor masa posible en generarse, asi también funcionará adecuadamente para las otras causas.

Las capacidades son calculadas para las condiciones de temperatura y presión en el estado real de descarga.

La presión es la presión de ajuste más la sobrepresión.

1.- Capacidad de relevo requerida para el caso de fuego externo. Cualquier sistema en una planta cuyo proceso maneje materiales inflamables esta sujeto a exposición a fuego debido a fugas, purgas u otras causas. Para reducir el peligro o posibilidad de explosiones o rúptura de equipo, es necesario el uso de dispositivos de relevo para manejar los productos vaporizados. Ya que la temperatura del metal afecta su resistencia, es recomendable el uso de aislamiento, rociadores de agua o espuma como protección externa para reducir las posibilidades antes mencionadas. Si el sistema contiene liquido, la cantidad de calor absorbido normalmente generará vapor, el cual debera ser descargado a través del dispositivo de relevo.

CALOR ABSORBIDO.

La cantidad de calor absorbido por un sistema expuesto al fuego, esta en función del tamaño y características de la instalación y por el medio ambiente. Estas condiciones son evaluadas por las Sigüientes formulas, en las cuales el efecto del tamaño sobre el calor de entrada es incluido en el exponente de Am, el área humeda del recipiente, y el efecto de otras situaciones esta incluido en en el factor F.

$$Q = 21,000 F (Am)^{0.82}$$

$$q = 21,000 FA^{-0.18}$$

Donde: Q = Calor absorbido total en la superficie humeda, en BTU/hr Determinado también gráficamente a partir de la fig 10 del código API-RP 520. Entrando con la superficie total humeda y el factor F.

q = La velocidad del calor de absorción unitario en BTU/HR/FT<sup>2</sup>. Fig 11 del código API-RP 520 Design.

Am= Superficie humeda total, en ft<sup>2</sup>.

Se recomienda que la superficie humeda total este limitada a la superficie humeda incluida dentro de una altura de 25 pies por encima de la base del fuego, o en el caso de esferas o esferoides, en la elevación del máximo diámetro horizontal.

F= El factor ambiental, los valores para este son mostrados en la tabla 1 para varios tipos de instalaciones.

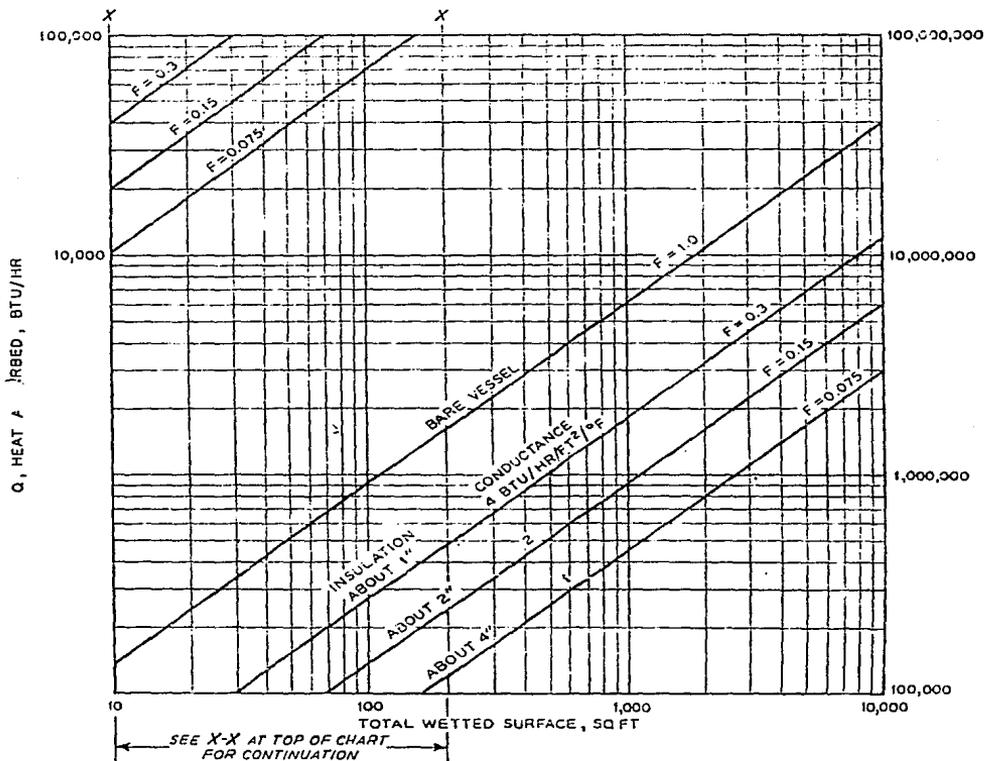


Fig 10.- Formula API para el calor absorbido del fuego en la superficie humeda de un recipiente a presión,

$$Q = 21,000 FA^{0.82}.$$

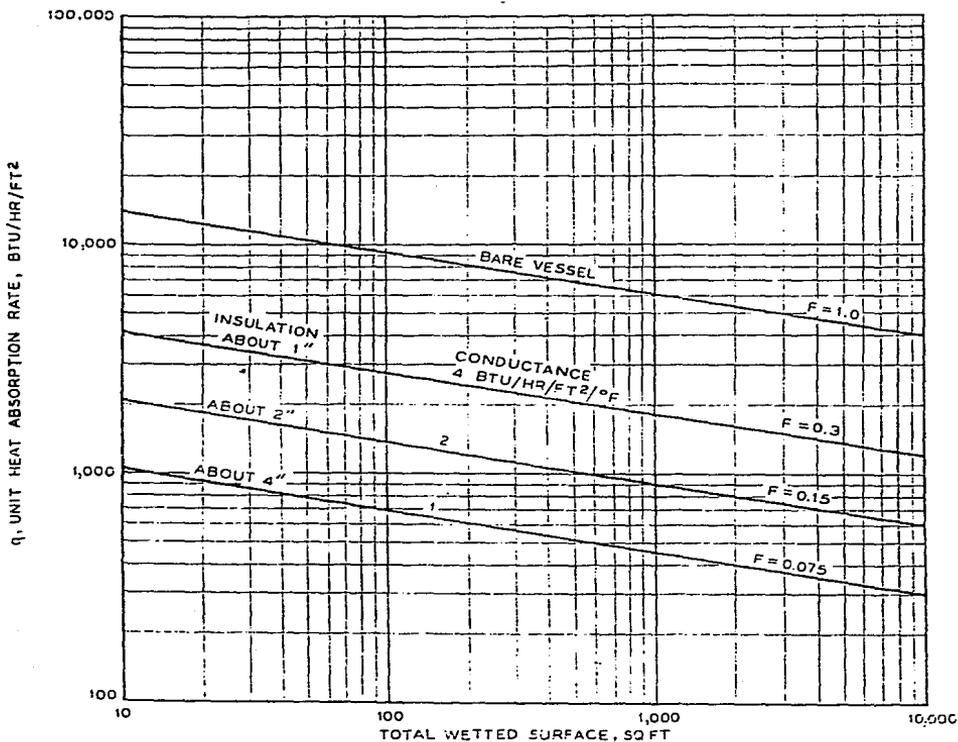


Fig 11.- Formula API, para el el calor se absorción promedio por pie cuadrado en la superficie húmeda de un recipiente expuesto al fuego,  $q = 21,000 A^{-0.18}$ .

Tabla 1.- Factor de corrección F.

Tipo de Instalación.	Factor F.
1.- Recipientes no aislados.	1.0
2.- Recipientes aislados.	
a) 19.0 mm. (3/4") Espesor de Aislamiento	0.5
b) 25.4 mm. ( 1" ) " " "	0.4
c) 38.1 mm. (1.5") " " "	0.3
d) 50.8 mm. ( 2" ) " " "	0.2
e) 76.2 mm. ( 3" ) " " "	0.15
f) 101.6 mm. ( 4" ) " " "	0.1
g) Mayor de ( 4" ) " " "	0.075
3.- Facilidades de aplicación de agua, en recipientes desnudos .....	1.0
4.- Facilidades de vaciado y despresurización .....	1.0
5.- Almacenamiento subterráneo .....	0.0
6.- Almacenamiento cubierto con tierra .....	0.03

#### Area de superficie expuesta al fuego.

El área de superficie expuesta al fuego, la cual es el área efectiva en la generación de vapor, es aquella área humedecida por el líquido contenido en el recipiente.

El líquido contenido bajo condiciones de nivel variable ordinariamente será tomado como el inventario promedio, por ejemplo:

- 1.- Recipientes con líquido totalmente llenos (como tratadores) operarán con un nivel de líquido lleno, por lo tanto, la superficie húmeda será la superficie total del recipiente dentro de la altura límite de 25 pies.
- 2.- Tanques de agitación. Normalmente operarán medio llenos, por lo tanto, la superficie húmeda será calculada como el 50 % de la superficie total del recipiente.
- 3.- Tanques Knockout. Generalmente operarán con solo una pequeña cantidad de líquido. Por lo tanto, la superficie húmeda estará en proporción.

4. Columnas de fraccionamiento. Usualmente operán con un nivel normal de liquido en el fondo de la columna y un nivel de liquido en cada plato. Es razonable suponer que el area hume- da se encuentre dentro de la altura limite en ambos en el fondo de la columna y en los platos.

5.- Tanques de almacenamiento operando.

La superficie humeda es calculada como el inventario promedio. Se recomienda que el area humeda este limitada a la altura limite.

Capacidad de relevo.

Para determinar la capacidad de relevo, conociendo la canti- dad de calor absorbido, se usa la siguiente relación.

$$W = \frac{Q}{\lambda}$$

Donde: W = flujo de masa de los vapores, lbs/hr.

$\lambda$  = Calor latente de vaporización, BTU/lb  
a las condiciones de emergencia (relevo).

2.- Salidas Bloqueadas. Para proteger un recipiente o un sistema cuando todas las salidas están bloqueadas, la capacidad del dispositivo de relevo de presión debe ser, por lo menos, tan grande como la capacidad de estas últimas pueden ser consideradas. Las fuentes de presión son bombas, compresores, cabezales de alta presión, calor etc. En el caso de intercambiadores de calor, el bloqueo de la salida puede causar expansión térmica o posiblemente generación de vapor.

Es importante hacer notar que la eliminación de valvulas de bloqueo localizadas entre equipos en serie, puede simplificar los requerimientos de relevo.

- a) Para líquidos, la capacidad de relevo es la máxima velocidad de flujo a la succión de la bomba.
- b) Para sistemas líquido-vapor, la capacidad es el total de vapores de entrada más cualquiera generado en el recipiente.

3.- Falla de agua de enfriamiento. Suponiendo que todos los medios de enfriamiento fallen, se determina la capacidad de relevo para el total de vapores que entran al recipiente, incluyendo las corrientes de recirculación.

4.- Falla de Reflujo:

- a) En el domo de una columna de destilación, la capacidad de relevo, es el total de vapores en el domo de la columna.
  - b) Cuando la fuente de calor esta en la corriente de alimentación, la capacidad de relevo es la cantidad de vapor calculada en la zona intermedia de alimentación.
  - c) Cuando los Rehervidores suministran calor al sistema, la capacidad de relevo es la alimentación más los vapores generados por el rehervidor. Cada situación debe ser examinada cuidadosamente.
- 5.- Falla de Instrumentos a valvulas de control.
- bajo esta categoria se examinan dos condiciones:
- a) Falla de todos los controles como puede ser el resultado de una falla de energía al instrumento, y
  - b) Falla de cualquier controlador particular de la válvula.

Como resultado de la pérdida de aire de instrumentos o energía a un instrumento simple o válvula.

Debido a esto la válvula o elemento de control final puede fallar en la posición completamente abierta o cerrada dependiendo de su construcción.

Si la válvula falla en la posición abierta y cualquier parte del sistema corriente abajo no está diseñado para la presión ascendente, por lo tanto debe proporcionarse una válvula de relevo capaz de manejar la capacidad de la válvula de control en la posición completamente abierta a una presión diferencial igual a la presión ascendente normal menos la presión de diseño corriente abajo.

Se determina la capacidad de relevo basada en los flujos, temperaturas o presiones posibles, bajo estas circunstancias, la selección cuidadosa de la secuencia de falla del instrumento puede eliminar o reducir considerablemente los requerimientos de la válvula de relevo.

6.- Falla de Equipo.- Equipos como bombas, tubos en Intercambiadores de calor y calentadores, turbinas de vapor, compresores etc., son ejemplos de equipos sujetos a la posibilidad de falla causando sobrepresiones en el proceso.

La posibilidad de sobrepresión causada por la rotura de un tubo de un intercambiador de calor es remota, aún así en el caso de que la presión de operación de los tubos (alta presión) sea 1.5 veces o mayor a la presión de diseño del envolvente (baja presión) será necesario el uso de un dispositivo de relevo en el lado de baja presión. En estos casos, el flujo de relevo se determinará calculando la cantidad de fluido que pasa a través de un orificio, bajo las siguientes condiciones:

Un coeficiente de descarga de 0.7, una área de flujo igual a dos veces la sección transversal de un tubo y utilizando una presión diferencial igual a la diferencia entre la presión de operación del lado de los tubos (alta) y el 110 % de la presión de diseño del lado del envolvente (baja).

Si el flujo calculado excede la cantidad total de fluido de

alta presión entrando al intercambiador, se deberá usar éste último.

A continuación tenemos las siguientes ecuaciones para la evaluación de la masa a relevar:

$$\text{Para Vapor} \quad W = 1580(d)^2(P_p)^{1/2}$$

$$\text{Para Líquidos} \quad Q = 34.8(d)^2(\Delta P/S)^{1/2}$$

Donde:  $W$  = Flujo de vapor, en lbs/hr.

$p$  = Densidad del fluido, lbs/ft<sup>3</sup>.

$Q$  = Flujo de líquido, GPM.

$\Delta P$  = Caída de presión, Psi.

$d$  = Diámetro interno del tubo, pulg.

$S$  = Gravedad específica del líquido.

$P$  = Presión de operación lado tubos, Psia.

7.- Expansión Térmica.- El aumento de volumen causado por el aumento o disminución de temperatura en un sistema cerrado ocasiona la necesidad de un dispositivo de relevo.

El requisito de capacidad en el caso de gases será el aumento de volumen calculado por la ley de los gases perfectos  $\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2}$ , mientras que para el caso de líquidos,

para casos generales, el uso de dispositivos de tamaño nominal de 1 1/2 x 2 1/2 mm. (3/4" x 1") es suficiente debido a las pequeñas cantidades de relevo requeridas. Existen dos casos particulares en donde la regla anterior no aplica y que son: En tuberías grandes, largas de instalación aérea y sin aislamiento, así como en recipientes grandes o intercambiadores operando llenos de líquido, en donde la capacidad requerida deberá calcularse de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$\text{GPM} = \frac{B H}{500 G C}$$

Donde: GPM = Velocidad de flujo a la temperatura de flujo, en galones por minuto.

B = Coeficiente de expansión cúbica por °F para el líquido a la temperatura diferencial esperada, para hidrocarburos líquidos y para agua son:

de 3 a 35 °API .....	0.0004
35 a 51 °API .....	0.0005
51 a 64 °API .....	0.0006
64 a 79 °API .....	0.0007
79 a 89 " .....	0.0008
89 a 94 " .....	0.00085
94 a 100 " y más ligeros..	0.0009
a g u a .....	0.0001

H = Velocidad de transferencia de calor total, en BTU/hr

G = Gravedad específica referida al agua = 1.00 a 60°F.

C = Calor específico del líquido atrapado, en BTU/LB/°F.

C A P I T U L O    5

C R I T E R I O S    D E    I N S T A L A C I O N    D E    L O S

D I S P O S I T I V O S    D E    R E L E V O .

## INTRODUCCION.

Las Válvulas de Seguridad y de Relevo-Seguridad son utilizadas para presiones de ajuste desde 10 psig hasta 10,000.0 psig y aun más altas. A bajas presiones la sensibilidad de los relevadores de presión no es siempre tan buena, como se requiere en algunos procesos, y por esta razón la presión mínima de relevo de las válvulas de seguridad esta entre 15 y 20 psig.

Se debe tener mucho cuidado en el diseño de los cabezales de descarga multiples, que recolecten los venteos de las diversas válvulas. Los codos repentinos deben ser evitados. Frecuentemente dos o más sistemas de recolección son utilizados con el objeto de evitar la descarga de una válvula de alta presión en el mismo cabezal con una válvula de baja presión, la descarga simultanea de ambas válvulas puede crear una gran contrapresión en la válvula de baja presión, a menos que se haya evitado esto mediante un arreglo adecuado, en el diseño y selección de la válvula.

Siempre que sea posible se prefiere la instalación individual de las válvulas y estas serán conectadas directamente al recipiente o líneas de tuberías. Si una válvula del tipo bloqueo se considerará necesaria para la instalación de una válvula individual, esta debe ser del tipo completamente abierta, y el candado para abrirla debe estar en manos responsables, para evitar un error humano del operador, el cual puede bloquear accidentalmente la válvula de relevo de presión. Las instalaciones duales son utilizadas frecuentemente en procesos continuos, una unión del tipo completamente abierta es instalada directamente en el recipiente, y las valvulas de relevo y seguridad son fijadas a esta con una tubería corta. Una de las justificaciones importantes para este arreglo dual es que las válvulas de relevo-seguridad pueden fugar durante el reasentamiento después de la descarga, esta fuga puede ser ocasionada por una partícula sólida alojada en el asiento. Esta válvula puede ser removida para repararla y limpiarla después de de que el proceso ha sido cambiado a la segunda válvula.

Hay por lo menos cuatro buenas razones para la instalación correcta de los dispositivos de relevo de presión, sobre los recipientes a proteger:

- 1.- Las tuberías de entrada y salida pueden reducir la capacidad de relevo del dispositivo por abajo de un valor confiable.
- 2.- La operación del dispositivo puede ser afectada adversamente en el punto en donde la presión de abertura o cierre sea alterada. En el caso de las válvulas de relevo y seguridad la fuga prematura puede ocurrir a presiones menores a la presión de ajuste o el golpeteo puede ocurrir después de que la válvula abra.
- 3.- La fuerza de reacción en el tiempo en que el dispositivo esta descargando puede ocasionar falla mecánica de la tubería.
- 4.- Un buen diseño ocasiona un mantenimiento bajo.

Entre los criterios de instalación de los dispositivos de relevo de presión más importantes están los que nos dan los códigos aplicables y los catálogos de los fabricantes. A continuación citaremos algunos:

- 5.1 Los dispositivos de relevo de presión, deberán colocarse lo más cerca posible del equipo que protegen, evitandose una caída de presión de la tubería de entrada, mayor del 3 % de la presión de relevo, exceptuando el caso señalado en 5.1a.
- 5.1a- Entre el equipo a proteger y el dispositivo de relevo de presión se debiera tratar de evitar la instalación de dispositivos que puedan causar la obstrucción del flujo.  
En los casos en los cuales se instalen arrastradores de flama, discos de ruptura, o algunos de los dispositivos descritos en inciso 5.10, entre la válvula de relevo y los equipos a proteger podrá admitirse una caída de presión que no exceda el 10 % de la presión de relevo.
- 5.2.- Las válvulas de seguridad, Relevo y Seguridad, de relevo y de venteo se instalarán obligatoriamente en posición vertical, los otros dispositivos de relevo se instalarán preferentemente en posición vertical, fig 5.1 a 5.11.
- 5.3.- Para el caso de recipientes a presión, se deberá cumplir con las siguientes especificaciones para la tubería de entrada a válvula;

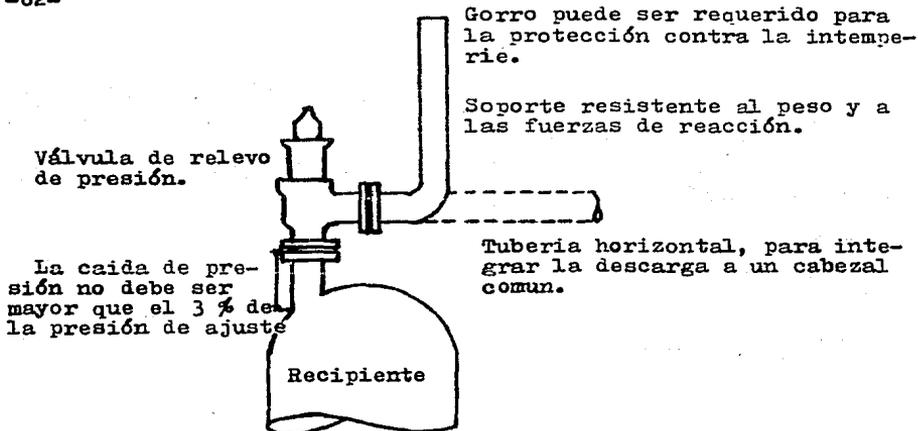


Fig 5.1.- Instalación de un dispositivo de relevo de presión sobre un recipiente.

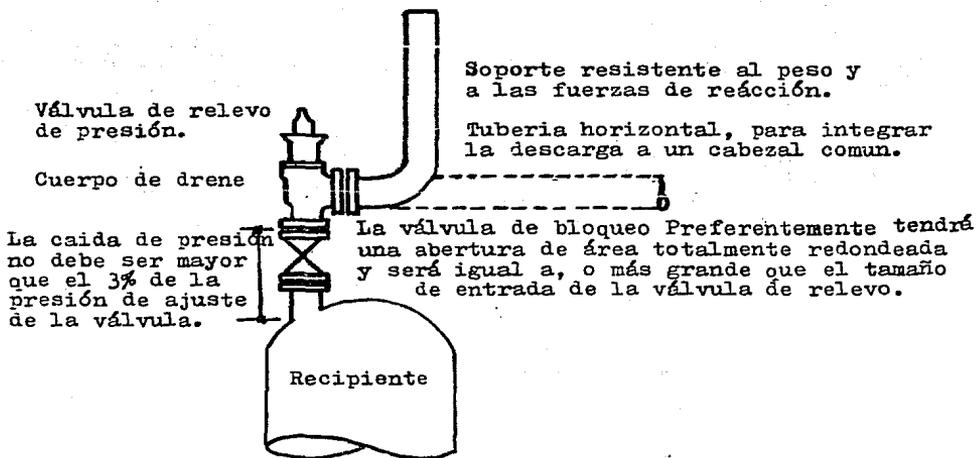


Fig 5.2.- Criterios de instalación de los dispositivos de relevo de presión, cuando tenemos una válvula de bloqueo.

Cuando tengamos este tipo de instalación, es indudable que la caída de presión entre la fuente de presión en el equipo a proteger y la válvula de relevo de presión no debe de exceder el 3 % de la presión de ajuste.

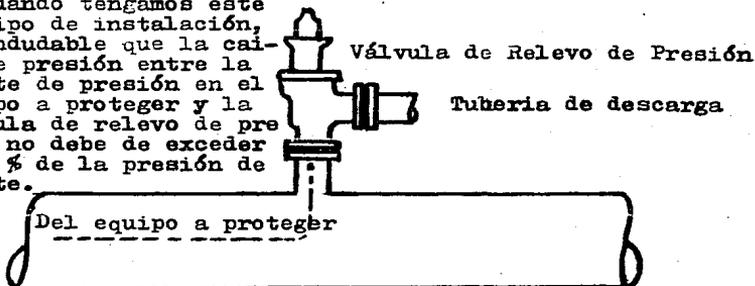
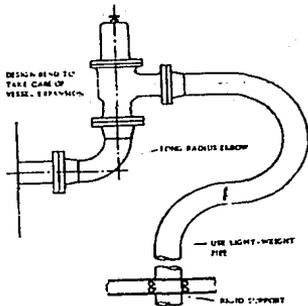


Fig 5.2a.- Recomendación típica de la instalación de una válvula de relevo de presión cuando esta montada en una línea de presión de vapor.



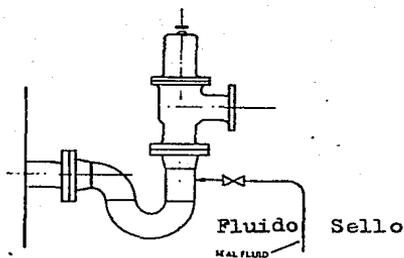
Fig 5.2b.- Recomendación típica para la instalación de una válvula de relevo de presión cuando esta montada sobre una tubería de engrada larga.



Soporte rígido

Fig 5.3.- Las boquillas de los recipientes horizontales cuando son utilizados para montar una válvula de relevo, pueden ser conectadas de esta manera.

Fig 5.4.- La válvula de relevo puede ser aislada del fluido de proceso de esta manera.



Recomendaciones de diseño para la colocación de la tubería de descarga de las válvulas de relevo y seguridad.

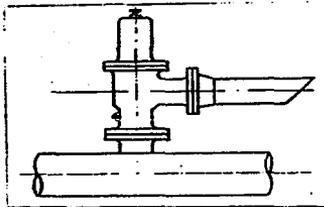


Fig 5.5.- Tubería de descarga para servicios de aire o gas.

Fig 5.6.- Tubería de descarga para servicios de aire, gas o vapor de agua

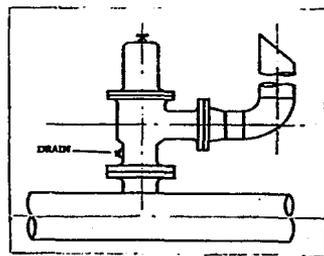
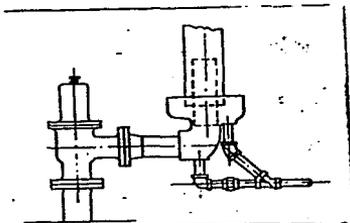


Fig 5.7.- Tubería de descarga para servicios de vapor o vapor de agua para una tubería de 3 pulg.



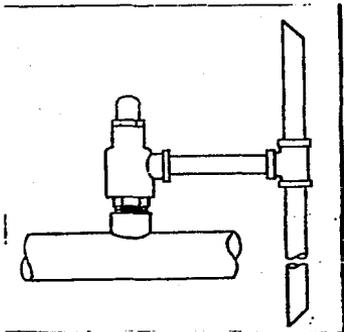


FIG 5.8.- Tuberia de descarga para servicios de vapor de agua o vapor para un diámetro de 1 pulg.

Fig 5.9.- Sistema abierto para descargar fluidos no peligrosos.

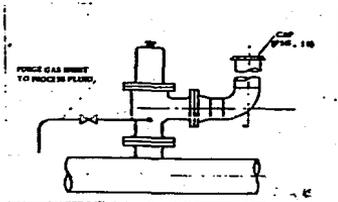
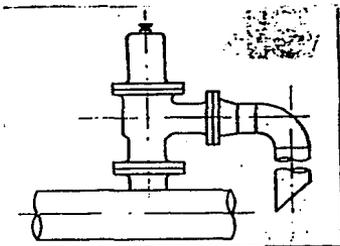


Fig 5.10.- Tuberia de descarga para servicio líquido.



Los servicios peligrosos serán conducidos a un sistema cerrado para ventearlos a una chimenea, quemarlos en un quemador de flama o para llevarlos a un lavador de gases.

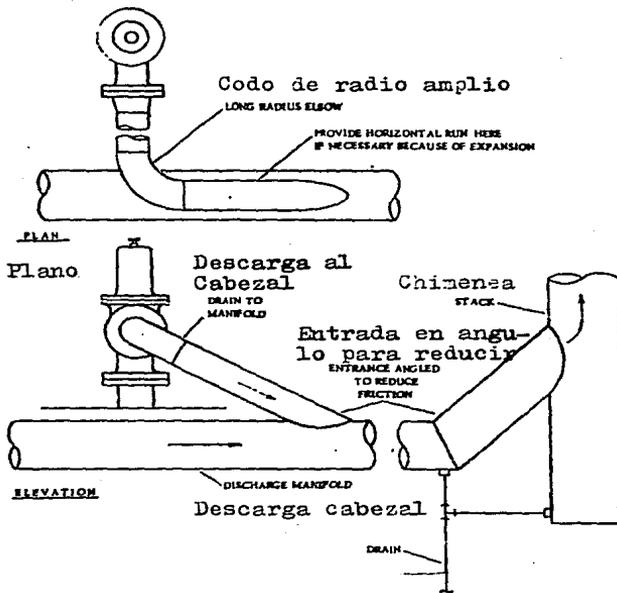


FIG 5.11.- Los servicios peligrosos deben ser conducidos a un sistema cerrado.

5.3a.- Consideraciones de flujo y esfuerzos:

La tubería de entrada a la válvula será diseñada para proveer el propio funcionamiento de la válvula. Esta requiere consideraciones de diseño del flujo y de la caída de presión por requerimientos de reasentamiento, capacidad y sobrepresión de acuerdo con el código A.S.M.E. Recipientes a presión sin fuego sección VIII.

También se requiere que el diseño tome en cuenta los esfuerzos que pueden ser esperados por las condiciones de diseño dadas, desde el punto de vista de la operación de la válvula y las cargas externas.

5.3b.- Consideraciones de vibración en los sistemas de tuberías de entrada a la válvula.

La Vibración puede ocasionar la tendencia al goteo o fuga en el asiento de la válvula de relevo de presión, falla por fatiga de la tubería, o ambas, bajo ciertas condiciones.

La mayor parte de las vibraciones pueden ocasionar un deslizamiento del asiento en el disco de la válvula hacia afuera de la boquilla de la válvula, resultando en el daño de las superficies del asiento, esto puede ocasionar una separación de las superficies del asiento, o puede ocasionar falla por fatiga de ciertas partes de la válvula.

Las vibraciones de alta frecuencia, sin considerar la amplitud, son más perjudiciales a la hermeticidad de la válvula de relevo de presión que los movimientos de baja frecuencia.

Este efecto puede ser minimizado proporcionando presiones diferenciales más grandes entre la presión de operación y la presión de ajuste, bajo condiciones particulares de alta frecuencia.

5.3c.- Limitaciones de Caída de presión y configuraciones de la tubería.

- a)- Efectos de la pérdida de presión a la entrada de la válvula . La excesiva pérdida de presión a la entrada de una válvula de relevo de presión en servicio de gas, vapor o líquido flashado causará una abertura y cierre demasiado rápida de la válvula, lo cual es conocido como "Golpeteo". El Golpeteo puede resultar en la baja capacidad y daño de las superficies

la operación de la válvula o ser causa de un mantenimiento más frecuente de la misma.

**5.4.- Esfuerzos de entrada originados por la descarga de la tubería.**

Una construcción o diseño impropio de la tubería de descarga de una válvula de relevo de presión puede ocasionar esfuerzos, los cuales serán transmitidos a la válvula y a la tubería de entrada. El esfuerzo desarrollado en la válvula de relevo de presión puede ocasionar un mal funcionamiento o daño de la misma.

**5.4a- Esfuerzo térmico.**

El fluido que circula en la descarga de una válvula de relevo de presión puede ocasionar esfuerzos debido a los cambios de temperatura de la tubería de descarga, y a su vez este cambio en la temperatura de la tubería de descarga originará un cambio en la longitud de la misma tubería, y cualquier cambio en la longitud ocasionara esfuerzos, los cuales serán transmitidos a la válvula de relevo y a la tubería de entrada de la misma.

los esfuerzos de la tubería de descarga deben ser minimizados por el propio soporte.

No deben usarse soportes fijos ya que estos últimos pueden causar esfuerzos debido a los cambios térmicos.

**5.4b- Esfuerzos Mecánicos.**

La tubería de descarga que este soportada por la propia válvula de relevo, en lugar que este siendo soportada por separado, inducirá esfuerzos en la misma y de esta a la tubería de entrada. Un alineamiento forzado de la tubería de descarga también inducirá tales esfuerzos. La tubería de descarga será soportada independientemente y alineada cuidadosamente, ver fig 5.12.

**5.4c- Originación de esfuerzos en la tubería de entrada a partir de fuerzas reactivas a la descarga.**

La descarga de una válvula de relevo de presión con la tubería de salida sin soporte impondrá una carga reactiva a la entrada de la válvula como un resultado de la fuerza reactiva del fluido que sale. Este punto es particularmente importante, -

-del asiento. La pérdida de presión es ocasionada por la fricción dentro de la tubería y de la tubería a la entrada a la válvula de relevo de presión.

b.- Tamaño y Longitud de la tubería de entrada:

Para servicio de gas, vapor o líquido flasheado, se recomienda que la tubería de entrada entre el equipo a proteger y la brida de entrada a la válvula de relevo de presión sea diseñada de tal manera que la pérdida de presión total en la línea sea la suma total de la pérdida en la línea, la pérdida a la entrada y la pérdida en la válvula y que no exceda el 3 % de la presión de ajuste, en libras/pulg<sup>2</sup> de la válvula. Esta pérdida de presión incluirá cualquier pérdida en la válvula de bloqueo, cuando esta sea instalada en este lugar, ver fig 5.2. Esta deberá ser calculada utilizando la máxima velocidad de flujo a través de la válvula de relevo de presión, tales pérdidas pueden ser reducidas materialmente por el redondeo del orificio de la tubería de entrada o por el uso de una tubería de entrada más grande.

La instalación más adecuada es aquella en la cual el tamaño nominal de la tubería de entrada sea el mismo, o más grande que el tamaño nominal de la brida de entrada a la válvula, y en la cual la longitud equivalente no exceda las dimensiones cara a cara de una Tee estándar de la misma clase de presión requerida.

Cuando una válvula de bloqueo deba ser instalada en esta línea y la pérdida de presión entre el equipo a proteger y la entrada a la válvula de relevo de presión, no se haya calculado, la válvula de bloqueo preferentemente tendrá una aberturá de área totalmente redondeada, y deberá ser igual o más grande que el tamaño de entrada a la válvula de relevo de presión, fig 5.2, 5.2 a -b. Las válvulas operadas por piloto pueden tolerar pérdidas de presión en la tubería de entrada aun más altas, en donde el sentido del piloto en el sistema de presión en un punto no se afecte por la caída de presión en la tubería de entrada.

c.- Configuración de la tubería de entrada:

Es una práctica deficiente, colocar la válvula de relevo de presión al final de una larga tubería de entrada horizontal, a través de la cual no hay normalmente flujo. La materia extraña puede acumularse, o el líquido puede ser atrapado y puede interferir con

cuando la tubería que descarga a la atmósfera incluye un codo de 90° y no tiene ningún soporte. Todas las cargas reactivas, debidas a la operación de la válvula son entonces transmitidas a la válvula de relevo de presión y a la tubería de entrada a la misma.

5.4d- Determinación de la fuerza reactiva de descarga.

La fuerza reactiva de descarga puede ser determinada a partir de la siguiente fórmula, la cual está basada en las suposiciones de que el flujo crítico del gas o vapor es obtenido a la salida de la válvula de relevo de presión y que la descarga es horizontal a la atmósfera, sin tubería de descarga. Bajo condiciones de flujo subcrítico a la salida, la fuerza real puede ser menor que la fuerza calculada a partir de esta ecuación.

El Flujo Sub-crítico puede ocurrir a la salida, a bajas presiones de ajuste, o cuando las válvulas de relevo de presión descargan a un sistema cerrado, por lo tanto, para cualquier gas o vapor:

$$F = \frac{W \sqrt{\frac{K T}{(K + 1) M}}}{366}$$

Donde: F = es la fuerza reactiva horizontal en el centro de la válvula a la salida cuando cualquier gas o vapor está fluyendo, en libras.

W = Flujo del gas o vapor, en lb/hr.

K = Relación de calores específicos, Cp/Cv.

T = Temperatura absoluta a la entrada, en °R.

M = Peso molecular del gas o vapor, en lb/mol.

5.4e. Válvulas de bloqueo

Las válvulas de bloqueo serán utilizadas solamente cuando los códigos aplicables lo permitan.

5.4f- Discos de Ruptura.

Cuando un disco de ruptura sea utilizado, en la corriente ascendente o descendente de una válvula de relevo de presión, se debe instalar un venteo en el espacio entre la válvula de relevo de presión y el disco de ruptura. Aménos que este requerimiento este de acuerdo con:

El consumidor este advertido de que la válvula de relevo puede

-quedar fuera de operación cuando se utilizen discos de ruptura.

5.4g- Procesos laterales.

Los procesos laterales generalmente no serán conectados a la tubería de entrada a la válvula de relevo de presión.

Las excepciones serán analizadas cuidadosamente, es indudable que la caída de presión permisible a la entrada de la válvula de relevo no se debe exceder bajo condiciones simultaneas, velocidad de flujo a través de la válvula de relevo de presión y el flujo máximo posible a través del proceso lateral, fig 5.13.

5.5.- Para el caso de tanques atmosféricos, las valvulas de venteo se instalarán en el techo del tanque, utilizando una boquilla de cuando menos el mismo diámetro que la válvula y construida según el código API-std 650 párrafo 3.6h, edición 1970.

No se instalarán dispositivos de bloqueo antes de las válvulas de venteo.

5.6.- Cuando se tenga necesidad de desfogar fluidos sucios, polimerizables, adhesivos, corrosivos (y que en este caso no sea práctico el uso de materiales resistentes), o cualquier fluido que por sus características puedan dañar, calzar, tapar o de algun modo inutilizar el dispositivo de relevo de presión antes de poder completar en condiciones de servicio su período permisible para inspección. También podrán instalarse discos de ruptura antes o despues de dichas valvulas o utilizar dispositivos de relevo de presión con calentamiento mediante vapor etc.

5.7.- Cuando sea necesario proteger equipos, tales como cambiadores de calor, bombas, Compresores, calentadores, etc. (no se incluyen calderas), se colocarán los dispositivos de relevo en la tubería de salida de los mismos antes de la primera válvula de bloqueo.

5.8.- No se colocarán valvulas de bloqueo a la entrada de los dispositivos de alivio, con excepción de los siguientes casos:

5.8a- Cuando se este en el caso descrito en el punto 5.6, usense o no alguno de los arreglos recomendados.

5.8b- Invariablemente en discos de ruptura instalados en lugar de valvulas de ~~relevo~~

5.8c- Cuando sea conveniente para propósitos de inspección o mantenimiento.

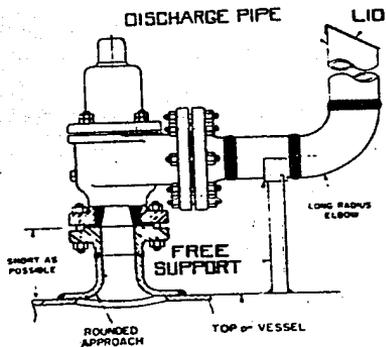
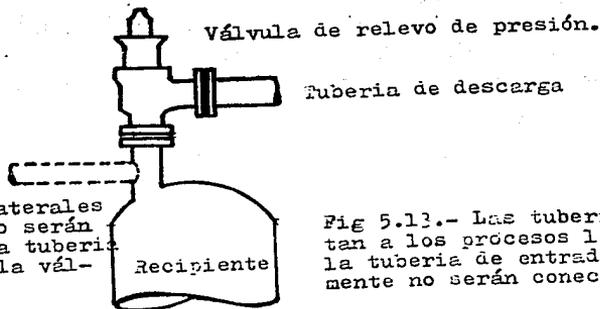


Fig 5.12.- La tubería de descarga debe ser fijada adecuadamente para prevenir la inclinación o movimiento mientras que la válvula esta descargando.



Los procesos laterales generalmente no serán conectados a la tubería de entrada de la válvula de relevo

Fig 5.13.- Las tuberías que conectan a los procesos laterales con la tubería de entrada, preferentemente no serán conectados a esta.

- 5.9.- Cuando los dispositivos de relevo (exceptuando valvulas de venteo) descarguen a la atmósfera deberá diseñarse su descarga de tal manera que la salida de gases o vapores nocivos o que puedan ser dañinos por ellos mismos o por sus impurezas a la salud, quede cuando menos 3 metros, más alta que la parte superior del equipo más elevado, localizado dentro de un radio horizontal de 17 metros alrededor de dicha descarga. Los dispositivos de relevo de este tipo que esten instalados dentro de los edificios y otros recintos similares, deberán descargar fuera de estos cuando desfoguen a la atmósfera.
- 5.10.- El diseño de las tuberías del sistema de desfogue y las de entrada a los dispositivos de relevo se hará de tal modo que no se transmitan esfuerzos a dichos dispositivos, deberá cuidarse en forma especial la alineación de las tuberías en estos lugares.
- 5.11.- Cuando haya posibilidad de que se releven líquidos y/o vapores condensables, los dispositivos de relevo se colocarán de manera que se encuentren a mayor altura que el cabezal de desfogue, ver figuras 5.8 y 5.9, exceptuando solamente los casos que se especifican en los puntos 5.11a y 5.11b.
- 5.11a. Únicamente se podrán colocar a nivel inferior a dicho cabezal, valvulas de relevo de líquidos de tamaño pequeño, entradas de 1 pulg y menores siempre y cuando lo siguiente:  
Si se trata de líquidos solidificables a temperatura ambiente, la descarga del dispositivo de relevo contará con venas de calentamiento hasta su intersección con el cabezal de desfogue, así como aislamiento térmico.
- 5.11b- En valvulas de relevo de cualquier medida que releven exclusivamente líquidos, siempre y cuando se trate de fluidos muy limpios, donde no sea posible que se obstruya la tubería de descarga por sedimentación, polimerización, solidificación, etc, y además dicha tubería y la válvula de seguridad se calculen y seleccionen para operar bajo estas condiciones, fig 5.14.
- 5.12.- La instalación de salida de los dispositivos de relevo, deberá diseñarse tomando en cuenta las posibilidades de expansión o contracción térmica, vibración, fuerzas de reacción producidas por los desfogues, cargas por impacto, ruido excesivo y otros

efectos resultantes del movimiento rápido de fluidos compresibles en redes de tuberías complejas.

5.13- No se colocarán válvulas de bloqueo a la salida de los dispositivos de relevo de presión, con excepción de los siguientes casos:

5.14- En los casos especificados en los puntos 5.8a, b y c.

5.15- Cuando se trató de dispositivos de relevo instalados en equipos que normalmente salen de operación con programa independiente del correspondiente a paradas de planta y/o no esten incluidos en los seccionamientos de la red de desfogue según se especifica.

C A P I T U L O    6

P R I N C I P A L E S    C A U S A S    D E L    M A L

F U N C I O N A M I E N T O    D E    L O S    D I S P O S I T I V O S

R E L E V A D O R E S    D E    P R E S I O N .

Principales causas del mal funcionamiento de los dispositivos relevadores de presión:

CORROSION.

La corrosión es la causa básica de la mayoría de las dificultades encontradas en los dispositivos relevadores de presión. La corrosión se manifiesta en picaduras en las partes de la válvula, fractura de las partes de la válvula, depósitos de residuos corrosivos (lo cual impide la operación de las partes móviles) o deterioro general del material en el dispositivo relevador.

El ataque corrosivo puede ser retardado mediante la selección de mejores valvulas o materiales y mediante una mejor reparación en el taller de mantenimiento para asegurar mayor herméticidad en la válvula, o bien mediante la inyección de un inhibidor de corrosión. Podemos observar que una válvula que fuga permite la circulación del fluido corrosivo a las partes altas de la misma y por consiguiente una posible corrosión de las partes móviles de válvula. Lo anterior puede ser reducido o eliminado usando valvulas de diferente construcción.

El uso de sellos O-Ring en el asiento de la válvula de relevo elimina la corrosión en las partes internas de la válvula causada por la fuga de fluido por el asiento de la misma.

En algunas ocasiones es difícil eliminar estas fugas por completo, sobre todo si la contrapresión es corrosiva. Cuando lo anterior sucede, se recomienda un sello tipo fuelle para proteger las partes móviles de la válvula de la acción corrosiva, ver figs 6.1, .. 6.8 y 6.11, 6.12.

SUPERFICIES DEL ASIEN TO DAMADAS

La superficie del asiento en las valvulas de alivio deben ser mantenidas a una precisión óptica. Este es un requerimiento específico de este tipo de valvulas, debido a su reletivamente pequeña diferencia de carga que debe prevenir la fuga del fluido, ver figs 6.9, ó.10. Cualquier imperfección en la superficie del asiento contribuirá a un mal funcionamiento de la válvula en servicio.

Varias de las condiciones que dañan las superficies del asiento de las valvulas de alivio son:

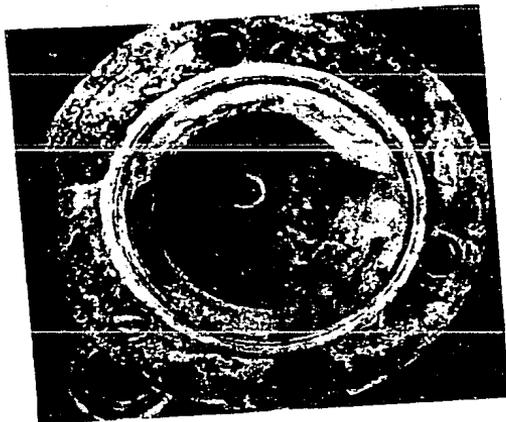
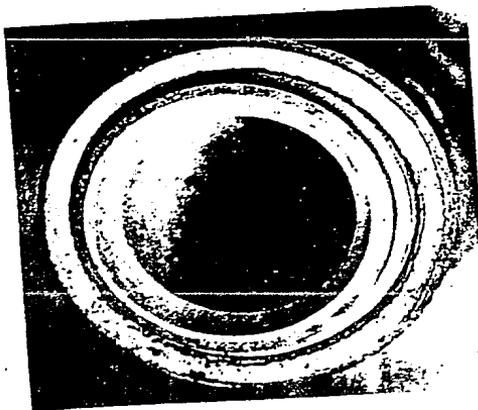


Fig 6.1 Corrosión ácida en un bonete de acero al carbón causada por fuga en las superficies de asiento.

Fig 6.2 Corrosión ácida en una bequilla de entrada de acero Niquel-Cromo 18-8.



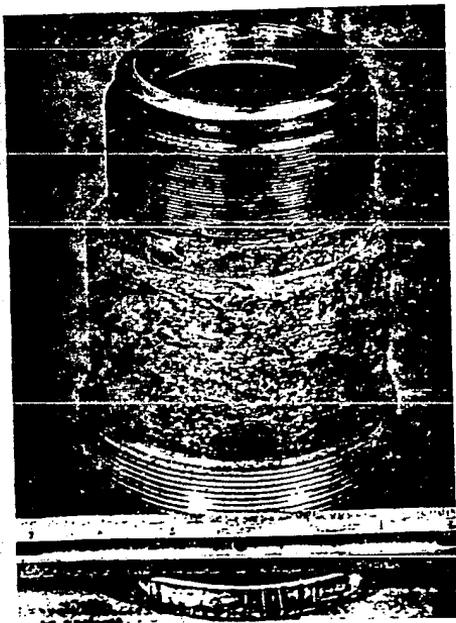
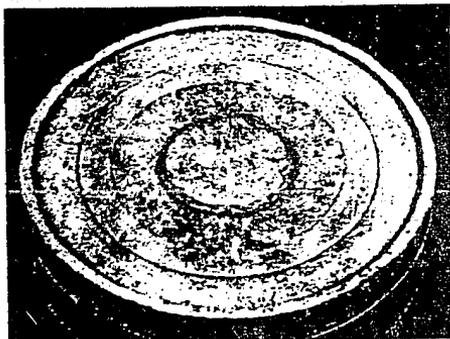


Fig 6.3. Corrosión por cloruro en una boquilla de Acero-Níquel Cromo 18-8. La superficie del asiento ha sido maquinada.

Fig 6.4. Corrosión por sulfuro en un disco de acero al carbón de una unidad de destilación de aceite crudo.



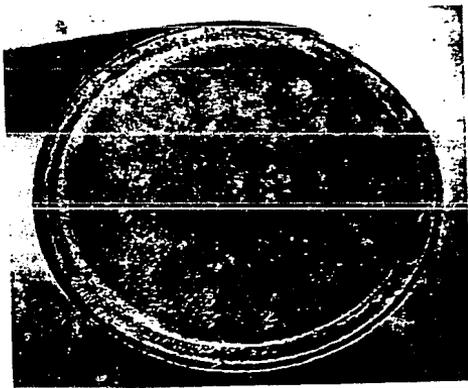


Fig 6.5. Ataque por cloruro en un disco de Acero Niquel-Cromo 18-8.



Fig 6.6. Corrosión tipo hueco en fuelles tipo 316 de acero Niquel Cromo 18-8.



Fig 6.7.- Discos de ruptura de Monel corroidos en servicio de gases ácidos.

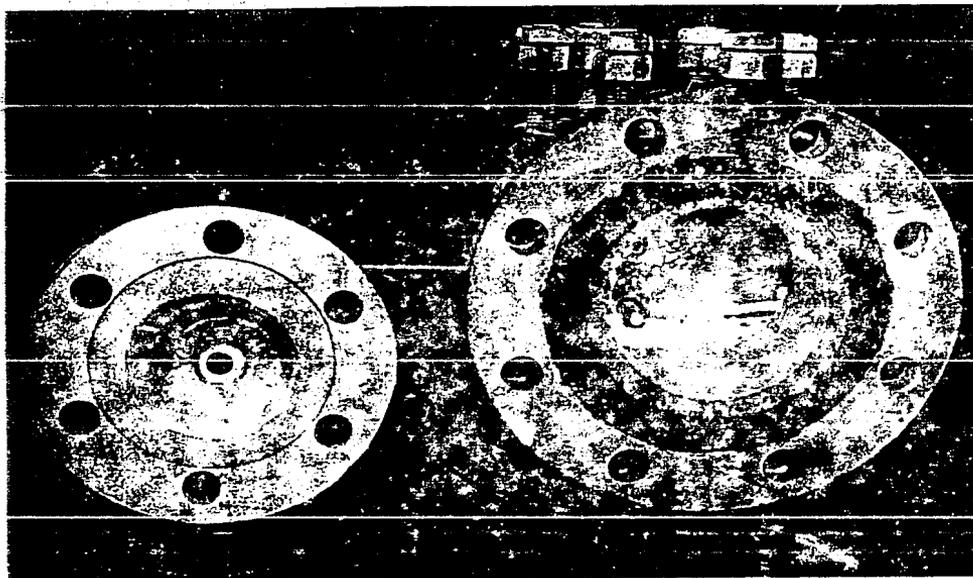


Fig 6.8.- Cuerpo y Bonete cubiertos con epoxido para su protección contra la corrosión.



Fig 6.9.- Superficie del asiento de un disco deformada por golpeteo.

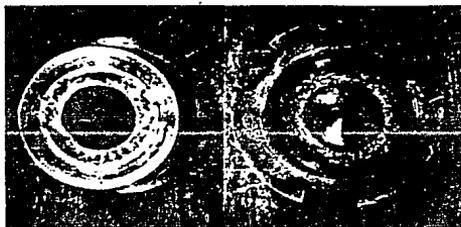


Fig 6.10.- Asiento y disco dañados por operación frecuente de la instalación de la válvula además del cierre a la presión de operación.

- 1.- Corrosión.
- 2.- Partículas extrañas tales como partículas de soldadura o escorias, depósitos corrosivos, coque, o polvo en la entrada de la válvula lo cual pasará a través de la válvula cuando esta abre. Lo anterior destruye la precisión de contacto requerida en el asiento para lograr hermeticidad en las válvulas de alivio.
- 3.- Tubería inapropiada o muy larga a la entrada de la válvula u obstrucciones en la línea, lo cual causa que la válvula vibre. En tales instalaciones, la presión bajo el asiento puede elevarse a un nivel que hace que la válvula abra. Sin embargo, tan pronto como el flujo se inicia, la caída de presión en la tubería puede ser tan alta lo cual hace que la presión bajo el asiento disminuya, y por consiguiente la válvula cierra. El ciclo de abrir y cerrar puede repetirse continuamente en ocasiones a una razón muy rápida, lo cual somete a las superficies del asiento a una acción severa de martilleo. Este martilleo daña severamente las superficies del asiento y algunas veces es imposible repararlas.
- 4.- Falta de cuidado en el manejo (caídas, raspaduras, etc.) de las partes internas de la válvula durante su mantenimiento.
- 5.- Fuga por las superficies del asiento de la válvula después que la válvula ha sido instalada.

Esto puede ser causado por inadecuados procedimientos de mantenimiento o instalación, tales como mala alineación de las partes, tubería torcida debido a malos soportes o por carencia de soportes en la descarga de la tubería. Estas fugas, contribuyen a dañar el asiento al causar erosión o corrosión a las superficies de los asientos, lo cual agrava el problema de fugas.

#### RESORTES FRACTURADOS

Las fracturas de los resortes en las válvulas de alivio son causadas por corrosión en la mayoría de los casos.

Dos tipos de corrosión prevalecen en este tipo de fallas:

- 1.- Corrosión general, lo cual ataca la superficie del resorte, hasta que el área de corte seccional del resorte no es sufi-

ciente para producir la tensión necesaria.

También se pueden producir "picaduras" y causar róturas en la superficie del resorte y ocasionar que este falle, ver fig 6.11,12.

2.- Fátiga por corrosión, la cual ocasiona una rápida falla del resorte. Este tipo de falla es difícil de detectar antes de que el resorte se fracture. El ácido sulfhídrico es un medio que causa frecuentemente este tipo de fallas.

Las fallas en los resortes dependen también del tipo y fuerza del corrodor, el nivel de tensión en el resorte, el material mismo y el tiempo ver figs 6.11 y 6.12.

Dos soluciones se pueden tomar en donde exista la corrosión, primero, se debe usar un material en el resorte que resista la acción del agente corrosivo. Segundo, utilizar un inhibidor de corrosión, Los inhibidores de corrosión más ampliamente conocidos son: el sulfato de amonio, el sulfato de Molibdeno en solución acuosa, también la superficie del resorte puede ser protegida con un material que resista el medio que causa la corrosión y que sea suficientemente dúctil para que se flexione con el resorte.

#### MALA CALIBRACION.

Una mala calibración es consecuencia de una falta de cuidado por parte del personal de mantenimiento, inadecuado equipo de prueba en el taller de mantenimiento, o falta de conocimientos referentes a apropiados ajustes requeridos en las valvulas de relevo.

Para ayudar a eliminar estos problemas se deben de consultar los manuales del fabricante, los cuales dan detalles sobre la compensación por temperatura, contrapresión y otros ajustes.

Donde sea posible, las valvulas de relevo deben ser calibradas en el lugar donde estan instaladas, usando el fluido que circulará a través de ellas, cuando estas abran en operación. Sin embargo, este procedimiento no se realiza en refineries. Por lo tanto, las valvulas deben ser calibradas en el taller de mantenimiento con el equipo disponible para tal propósito, normalmente usando agua, aire, o un gas inerte como medio de prueba.

Es más recomendable usar aire o cualquier otro gas que agua, dependiendo del tipo de válvula a probar; un efluente gaseoso producirá un disparo definido a una abertura claramente audible a la presión de

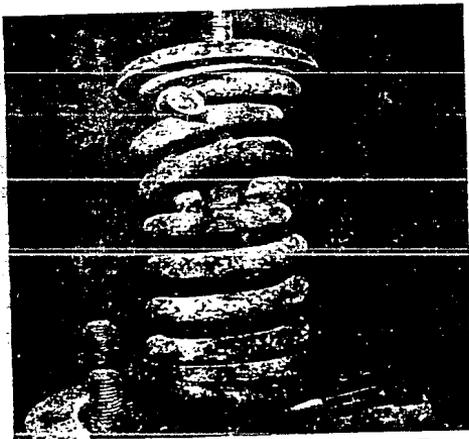
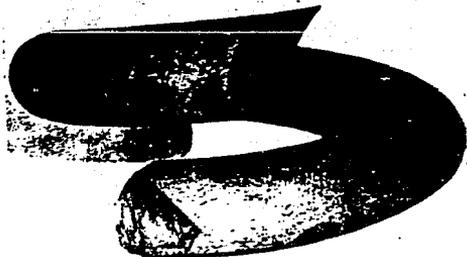


Fig 6.11.- Falla del resorte  
causada por corrosión.

Fig 6.12.- Falla del resorte  
como un resultado de la tensión  
a la corrosión.



felevo. Asi mismo, se debe aplicar cierta sobrepresión a la válvula para asegurar que la misma abrirá.

Una incorrecta calibración o descalibración de los manómetros de presión es otra razón que influye en una mala calibración de una válvula. El rango de presión del manómetro debe ser seleccionado de forma que la presión de relevo requerida caiga dentro del tercio medio del rango del manómetro.

Las Normas de seguridad de las principales compañías operativas aconsejan que las valvulas de seguridad instaladas en calderas y otros servicios de vapor de agua, agua de enfriamiento y aire, podrán calibrarse montadas en el equipo, elevando su presión.

El ajuste del anillo o anillos que controlan la acción de la válvula es frecuentemente mal entendido cuando la válvula se calibra. Estos anillos, controlan el relevo de la válvula (diferencias entre la presión de relevo y la presión a la cual la válvula vuelve a cerrar). Debido a que la densidad y características de expansión del material manejado a través de la válvula son variables y el tamaño de las facilidades para pruebas limitado, no siempre es posible ajustar el anillo en el lugar mismo donde se encuentra localizada, por lo que debe de ajustarse en el taller de mantenimiento para su mejor funcionamiento posible.

Por esta razón, los anillos deben ser ajustados para obtener un disparo en el equipo de prueba de la válvula y después inspeccionarse y reajustarse para obtener el apropiado relevo de acuerdo con la recomendación del fabricante.

Las normas de seguridad establecen que las valvulas de relevo que han sido inspeccionadas, reparadas cuando era necesario y armadas nuevamente, deben calibrarse a la presión fijada, en un cabezal de prueba permitiendose una tolerancia de  $\pm 0.5\%$  de la presión de relevo especificada.

#### TAPONAMIENTOS Y PEGAMIENTOS.

Varias partes de la válvula, asi como la tuberia conectada a la misma pueden taparse con sólidos del proceso como "coque" o productos solidificables. En tales situaciones, se recomienda la lubricación de todas las superficies deslizantes y cueraas de la válvula con compuestos de Bisulfuro de Molibdeno o gráfita y grasa, ver figs 6.13,... 6.17.

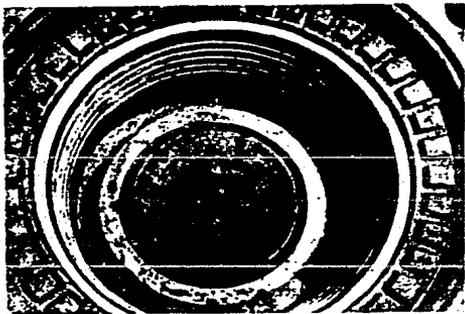


Fig 6.13.- Boquilla de entrada de una válvula tapada con coque y catalizador después de nueve meses en una línea de vapor de un reactor.

Fig 6.14. Salida de una válvula tapada con depositos de otras valvulas en un cabezal de descarga común.

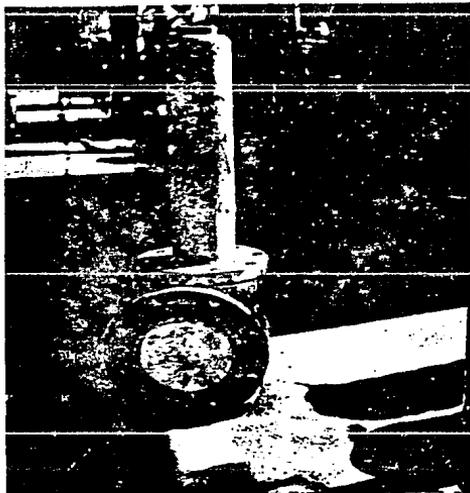
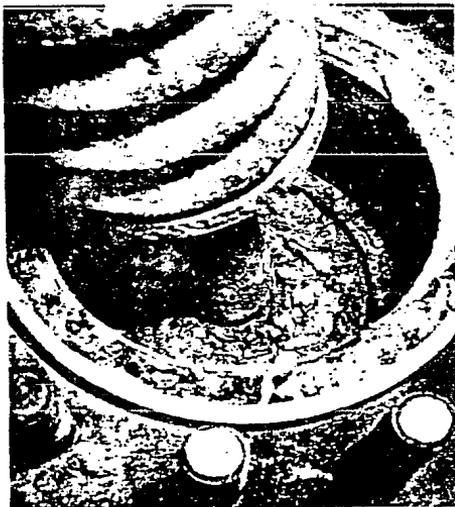


Fig 6.15.- Partes móviles de una válvula obstruidas con sulfato de fierro.

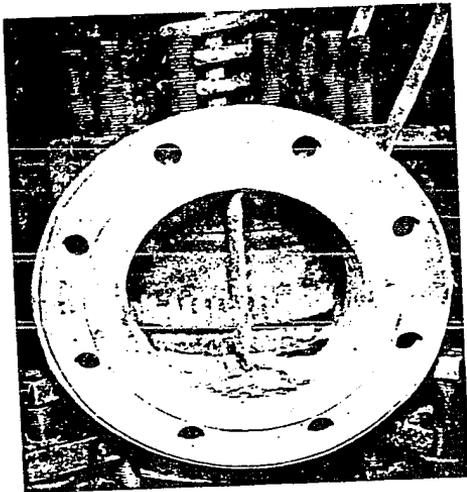


Fig 6.16.- Depositos de sulfuro de hierro causan adhesión a la válvula.

Fig 6.17.- Disco bloqueado en la guía como un resultado de una contrapresión de refuerzo de los productos de corrosión en servicio de vapor ácido - aceite.



Otra causa de un mal funcionamiento de la válvula es debido a que el disco o el contenedor del disco se pega con la guía.

Esto puede ser ocasionado por corrosión, partículas extrañas o de metal en las superficies de la guía.

Si la causa de lo anterior es la corrosión, la solución puede ser el uso de un fuelle para proteger las partes móviles de sustancia corrosiva (especialmente en un sistema cerrado) o el uso de un sello O-Ring para sellar las superficies de la guía del fluido de carga.

El descascaramiento de las superficies de la guía también es causado por el mal acabado de estas superficies, por lo tanto, deben ser pulidas finamente para reducir las posibilidades de descascaramiento.

El descascaramiento en general puede ser minimizado usando diferentes materiales y diferentes durezas en las partes de contacto.

El mal funcionamiento de las valvulas de relevo puede también ser ocasionado por una mala alineación del disco de la válvula, este es debido a una mala limpieza de la superficie de contacto entre la guía y el cuerpo de la válvula o una mala alineación en el ensamble del bonete.

#### MATERIALES NO APROPIADOS.

En general, los materiales requeridos para un determinado servicio son seleccionados en base a la temperatura, presión, requerimientos de resistencia a la corrosión y condiciones atmosféricas a las que están expuestas.

En un proceso se requiere especial consideración cuando las condiciones de presión y temperatura no usuales y existe una corrosión severa.

Los fabricantes por lo regular diseñan y suministran materiales para valvulas con requerimientos especiales de servicio.

#### MALA IDENTIFICACION.

Una válvula de alivio pierde su efectividad y en ocasiones no da la protección requerida, si no es instalada en su lugar preciso.

Para mantener una identificación correcta de las valvulas y contar con la información necesaria para revisiones, reparaciones e instalaciones correctas, es necesario llevar un record historico y especificaciones de las mismas.

La mayoría de las valvulas de relevo tienen una placa de identificación con el número de serie dado por el fabricante o con un número rótulado por el usuario. Esta identificación especifica la localización de la válvula, con lo cual, recurriendo al record de especificaciones conoceremos sus limitaciones y construcción.

Por lo anterior, en cada unidad operativa dentro de las refineries, plantas de proceso, plantas de generación de energía, casas de bombas, patios de tanques, etc., deberá llevarse una estadística de las valvulas de alivio instaladas, la cual se integrará de la siguiente forma:

- 1.- Censo de dispositivos instalados.
- 2.- Control de revisiones.
- 3.- Programa de revisiones.

#### TRATO RUDO.

El trato rudo al manejar las valvulas de alivio destruye la hermeticidad produciendo fugas en la válvula cuando esta es puesta en servicio. El trato rudo puede ocurrir durante el embarque, mantenimiento e instalación de la válvula.

#### DURANTE EL EMBARQUE.

Las Valvulas de alivio son instrumentos muy delicados con tolerancias y dimensiones muy sensitivas. Sin embargo, la mayoría de las valvulas de alivio debido a su construcción aspera, aparentan ser indestructibles, por lo que el personal encargado de descargarlas las someten a un trato rudo, lo cual ocasionará fugas excesivas en el futuro.

#### DURANTE EL MANTENIMIENTO.

Las partes de la válvula de alivio son piezas de precisión, manufacturadas con extremas tolerancias. Estas tolerancias, así como la alineación de la válvula (sobre las cuales depende el exacto funcionamiento del dispositivo), pueden ser destruidas por un manejo rudo en el taller de mantenimiento.

Un manejo rudo de la válvula antes y después de la reparación debe evitarse. Una excesiva contrapresión no debe ser aplicada a las válvulas del tipo fuelle.

### DURANTE LA INSTALACION.

Un manejo rudo de la válvula de alivio por parte del personal durante su instalación puede ocasionar un pobre funcionamiento de la misma una vez ya puesta en servicio.

Cuando se realizan pruebas hidrostáticas de descarga, es necesario instalar protecciones para evitar daños al fuelle por exceso de presión.

### INADECUADA DIFERENCIA ENTRE LAS PRESIONES DE RELEVO Y OPERACION.

La diferencia entre la presión de relevo (ajuste) y la de operación provee la carga necesaria al asiento de la válvula para mantener la misma cerrada herméticamente.

Debido a la gran variedad de condiciones de servicio y diseño en las válvulas, solamente se pueden dar indicaciones generales al diseñar un sistema.

Existen códigos que son buenas referencias, sin embargo, las aplicaciones y experiencias individuales son la mejor ayuda para futuros diseños y mejoras.

Grandes diferencias entre altas presiones ocasionan menos problemas de operación pero incrementan el costo del equipo.

C A P I T U L O      7

C A L C U L O    D E L    T A M A Ñ O    D E L    O R I F I C I O

### Cálculo del área de relevo.

Para gases y vapores.

La velocidad de flujo a través de un orificio tipo boquilla depende de la presión ascendente absoluta y es independiente de la contrapresión, cuando la contrapresión es menor que la presión de flujo crítico. No obstante, cuando la contrapresión se incrementa más allá de la presión crítica, el flujo se reduce materialmente, y cuando la contrapresión se iguala a la presión ascendente, no hay flujo.

El flujo crítico normalmente existirá para la mayor parte de los gases y vapores que se descarguen a través de la boquilla de una válvula de seguridad.

La presión crítica normalmente se encuentra entre un 53 a un 60 % de la presión de ajuste. Esto es, si la contrapresión en la válvula es menor de un 53 a un 60 % de la presión inicial de relevo más la sobrepresión, el flujo crítico existirá. Si la contrapresión esta por arriba del 50 % de la presión de relevo, la presión crítica real debe ser calculada para determinar la fórmula adecuada a usar en el cálculo del área de relevo.

$$\text{Presión de flujo crítico} = P_{cf} = P \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1}$$

Cálculo de la capacidad de flujo durante el flujo crítico.  
(condición normal)

De la fórmula de los códigos API-ASME.

$$W = CKAP(M/ZT)^{0.5} = 0.97 CAP(M/ZT)^{0.5}$$

Donde: W = Flujo a través de la válvula, en lbs/hr.

C = Coeficiente de expansión, el cual es determinado de la relación de calores específicos,  $K(C_p/C_v)$  del gas o vapor a las condiciones std, o mediante una gráfica.

K = Coeficiente de descarga de la boquilla.

A = Área efectiva de descarga de la válvula en pulg<sup>2</sup>.

P = Presión ascendente, en lbs/pulg<sup>2</sup> abs. Esta es la presión de ajuste multiplicada por 1.10 o 1.20 (dependiendo de la sobrepresión permisible) más la presión atmosférica, en lbs/pulg<sup>2</sup> abs.

M = Peso molecular del gas o vapor, lb/mol.

Z = Factor de compresibilidad para la desviación de un gas perfecto de un gas real, a una relación evaluada a las condiciones de entrada.

T = Temperatura absoluta del vapor de entrada a la válvula, en °F + 460.

De esta forma se calcula el área de orificio requerida, ya que es el único valor no conocido en la ecuación.

### Capacidad durante el flujo no crítico.

Para contrapresiones que se encuentren arriba de la presión crítica tenemos las siguientes ecuaciones de cálculo:

$$W = 2404 KA \left( \frac{P}{V_1} \right) \left( \frac{k}{k-1} \right) \left( \frac{P_2}{P} \right)^{2/k} \left( \left( \frac{P_2}{P} \right)^{1+k/k} \right)^{1/2}$$

$$W = 735 KAP \left( \frac{M}{T} \right) \left( \frac{k}{k-1} \right) \left( \frac{P_2}{P} \right)^{2/k} \left( 1 - \left( \frac{P_2}{P} \right)^{k-1/k} \right)^{1/2}$$

El coeficiente k para válvulas tipo boquilla tiene un valor de 0.975 y de 0.62 para discos de ruptura.

### Dimensionamiento de valvulas de relevo para servicio liquido.

Para el dimensionamiento de una válvula de relevo, calculamos un orificio de válvula requerido (A, pulg<sup>2</sup>) y seleccionamos el orificio inmediato superior disponible de los catalogos de los fabricantes, para servicio liquido tenemos las siguientes ecuaciones:

Tuberias- La derivación para una formula de dimensionamiento esta basada en la ecuación de bernoulli. Una expresión básica conveniente incluyendo el coeficiente de flujo es:

$$A = \frac{Q(S)^{0.5}}{27.2(P_d)^{0.5}} \quad (1)$$

Donde: A = orificio de la válvula requerido, en pulg<sup>2</sup>

Q = velocidad del flujo a la temperatura de flujo, GPM.

S = Gravedad especifica del liquido a la temperatura de flujo.

P<sub>d</sub> = Presión de ajuste diferencial en Psi, esta es la presión de ajuste de la válvula (P<sub>s</sub>, Psi) menos la contrapresión en el lado de salida (P<sub>b</sub>, Psi), P<sub>d</sub> = P<sub>s</sub> - P<sub>b</sub>.

Para valvulas de relevo que descarguen a la atmósfera, tenemos que P<sub>d</sub> = P<sub>s</sub>. Una válvula de relevo para servicio liquido abre completamente cuando la presión alcanza el 1.25P<sub>s</sub> o una sobrepresión del 25 % .La ecuación (1) es apropiada para calcular valvulas de relevo para sobrepresiones en tuberias. Los códigos permiten un 33 % de presión de acumulación (sobrepresión) para tuberias.

Liquidos Viscosos- Cuando la viscosidad es menor de 2,000 SSU (Saybolt Seconds Universal), se tiene una corrección por viscosidad en la ecuación (1). La formula para el dimensionamiento viene a ser ahora:

$$A = \frac{Q(S)^{0.5}}{27.2(P_d)^{0.5} K_u} \quad (2)$$

Factor de corrección de capacidad para viscosidad, K<sub>u</sub>, para varios números de Reynolds, NRe.

N-Re	Ku	NoRe	Ku	NoRe	Ku
5,000	0.98	1,000	0.91	40	0.35
3,000	0.97	500	0.89	30	0.28
2,000	0.96	100	0.59	20	0.19
1,500	0.95	50	0.41	10	0.11

Donde,  $K_u$  es un factor de corrección por viscosidad,  $K_u$  se obtiene para diferentes  $MoRe$ , o también gráficamente (ver anexos).

En muchos casos, el uso de trazas de vapor o una chaqueta de vapor en el cuerpo de la válvula evitará la alta viscosidad, o la solidificación de materiales en el cuerpo de la válvula.

Recipientes a presión- Los códigos de recipientes a presión no admiten sobrepresiones diferentes del 25 % cuando la válvula releva.

Por lo tanto se debe de incluir un factor de corrección por capacidad,  $K_p$  para sobrepresiones menores que el 25 %, en la ecuación (1).

La fórmula de dimensionamiento para números de Reynolds mayores que 2,000 y viscosidades por arriba de 2,000 SSU, es:

$$A = \frac{Q(S)^{0.5}}{27.2(Pd)^{0.5}K_p} \quad (3)$$

Los factores de corrección por capacidad para valores de sobrepresión diferentes del 25 % son:

Sobrepresión %	$K_p$	Posición del disco. % abertura
33	1.03 (use $K_p=1$ )	100
25	1.00	100
20	0.92	92
15	0.79	79
10	0.60	60

Las correcciones para sobrepresiones menores del 10 % no se recomiendan.

Líquidos Saturados.- Cuando un líquido saturado fluye a través de una restricción y la presión disminuye, tiene lugar un flasheo adiabático a la salida después de que la válvula abre. Por arriba de la velocidad crítica, la recomendación para el dimensionamiento es:

Cálculo de la sección transversal requerida con la cantidad de vapor flasheado,  $A_v$  y con la restante cantidad de líquido saturado, calcular la sección transversal de líquido,  $A_l$ . La suma dará el área del orificio de la válvula requerida:

$$A = A_l + A_v$$

Donde  $A_l$  puede ser calculada de la ecuación (3), y  $A_v$  de la ecuación (6), para válvulas de relevo y seguridad convencionales.

Fuelles balanceados- Los fuelles de area balanceadas son usados en el caso de contrapresiones de refuerzo, cambios intermitentes o permanentes. En suma, los fuelles pueden ser usados para separar el resorte de un fluido corrosivo que fluya a través de la válvula. Una válvula con fuelle balanceado debe ser usada cuando la variación en la contrapresión exceda del 10 % de la presión de ajuste. Cuando se dimensiona una válvula con fuelle balanceado, el lado derecho de la ecuación (3) debe multiplicarse por un factor de corrección por contrapresión,  $1/K_w$ :

$$A = \frac{Q(S)^{0.5}}{27.7(P_d)^{0.5} K_p K_w} \quad (4)$$

Donde los valores para  $K_p$  y  $K_w$  pueden ser obtenidos gráficamente ver los anexos, entrando a la gráfica con el porcentaje de contrapresión,  $P_{bg}$ , el cual es:

$$P_{bg} = (P_b/P_s)100 \quad (5)$$

Donde  $P_b$  y  $P_s$  están dados en  $P_{sig}$ . Para fluidos viscosos, multipliquemos el lado derecho de la ecuación (4) por  $1/K_u$ .

#### Dimensionamiento de Válvulas para servicios de gas o vapor.

Hay una diferencia en la operación de las valvulas relevadoras para servicios de liquido y vapor. Para el relevo de presión en líquidos, es necesaria una sobrepresión del 25 % para lograr una abertura completa de la válvula. Para servicio vapor el asiento de la válvula abre en acción de disparo o "pop" al 3 % o menos de sobrepresión. Por lo tanto no se requiere un factor de corrección para válvulas en servicio vapor.

Una fórmula para el dimensionamiento conveniente para el relevo de vapor, gas o aire es:

$$A = \frac{W(TZ)^{0.5}}{CK K_p P(M)^{0.5}} \quad (6)$$

Donde:  $A$  = es el area del orificio de la válvula requerido, en  $\text{pulg}^2$ .

$W$  = velocidad de flujo, en  $\text{lbs/hr}$ .

$Z$  = Factor de compresibilidad correspondiente a la presión de relevo absoluta,  $P$ ,  $P_{sia}$ , y a la temperatura de flujo absoluta,  $T$ ,  $^{\circ}R$ .

$M$  = Peso molecular promedio del gas o vapor, lb/mol.

$K$  = el coeficiente de descarga de la válvula determinado por los fabricantes, el catálogo Farris da un valor de 0.975.

$K_b$  = es el factor de dimensionamiento a contrapresión constante que es una función del porcentaje de contrapresión abs,

$$P_{ba}: \quad P_{ba} = (P_b / (P_s + P_o + 14.7)) 100. \quad (7)$$

Donde:  $P_b$  = es la contrapresión, en Psia;  $P_s$  es la presión de ajuste y  $P_o$  es la sobrepresión, ambas en Psig. Los valores de  $K_b$  estan dados en los anexos.  $K_b = 1.0$  cuando la contrapresión es menor que 0.55 de la presión de relevo absoluta o  $P_b < 0.55(P_s + P_o + 14.7)$ .

Los valores de presión de ajuste más la sobrepresión recomendados por el código ASME son:

$P_s + P_o = 1.1 P_s$  para recipientes a presión sin fuego.

$P_s + P_o = 1.2 P_s$  para recipientes en caso de fuego.

$P_s + P_o = 1.33 P_s$  para tuberías

$C$  = es la constante de flujo de vapor o gas, y es una función del exponente adiabático  $k = C_p/C_v$ :

$$C = 520 \sqrt{k \left( \frac{2}{k-1} \right)^{k+1/k-1}} \quad (8)$$

Si no se conoce el valor de  $k$ , la suposición de que  $k = 1$ , dará un resultado conservativo, y  $C = 315$ .

Válvulas con fuelles balanceadas- La contrapresión afecta la relación de capacidad de una válvula. Por lo tanto, es necesaria una corrección. El factor de corrección,  $K_v$ , para un gas o vapor es igual a la capacidad de la válvula con contrapresión, dividida por la relación de capacidad sin contrapresión.  $K_v$  puede ser obtenido gráficamente (ver anexos del catalogo "farris") usando el porcentaje de contrapresión manométrica,  $P_{bg}$ , dado en la ecuación 5. La fórmula para el dimensionamiento de valvulas con fuelles balanceadas con contrapresión constante o variable en servicio de gas o vapor es la misma que la ecuación (6) excepto que  $K_b$  es reemplazado por  $K_v$  por lo tanto tendremos:

$$A = \frac{W(TZ)^{0.5}}{GKK_v P (M)^{0.5}} \quad (9)$$

Un ejemplo de contrapresión variable es cuando una válvula de seguridad descarga a un sistema de baja presión.

Dimensionamiento de valvulas para vapor saturado y sobrecalentado.

Debido a que el peso molecular del vapor es conocido, y la densidad del vapor y el punto de saturación son una función de la temperatura y la presión, la ecuación (6) puede ser modificada y simplificada por un factor de corrección para vapor sobrecalentado.

La fórmula para el dimensionamiento de valvulas de relevo de vapor es:

$$A = \frac{W_s}{51.5 K P K_b K_{sh}} \quad (10)$$

Donde:  $W$ = velocidad de flujo de vapor, en lbs/hr.

$K = 0.975$

$P = (P_s + P_o + 14.7)$ , es la presión de relevo, en Psia.

Los valores de  $K_b$  estan dados graficamente en los anexos.

$K_b = 1$  cuando la contrapresión esta por abajo del 55 % de la presión de relevo absoluta.

$K_{sh} = 1$  para vapor saturado. Los factores de corrección para vapor sobrecalentado estan dados en los anexos.

El código ASME para calderas admite solo un 3 % de presión de acumulación ( $P_s + P_o = 1.03P_s$ ) excepto para generadores de vapor que tengan un tamaño más grande que 500 ft<sup>2</sup> y equipado con dos valvulas de seguridad

DIMENSIONAMIENTO DE VALVULAS DE RELEVO PARA LA EXPANSION DE UN GAS DEBIDO A FUEGO EXTERNO.

Las areas de descarga para valvulas de seguridad y de relevo-seguridad en recipientes conteniendo gas, expuesto a fuegos abiertos, pueden ser determinadas por el uso de la siguiente formula:

$$A = \frac{F' AS}{(P_1)^{1/2}}$$

Donde:

A = Area de descarga efectiva de la válvula, en pulg<sup>2</sup>.

F' = Un factor que depende del gas y la temperatura y que se determina de la fig D-3

AS = Area de superficie expuesta del recipiente, en ft<sup>2</sup>.

P<sub>1</sub> = Presión ascendente, en lbs/pulg<sup>2</sup>abs. Esta es la presión de ajuste multiplicada por 1.10 o 1.20 (dependiendo de la sobrepresión permisible) más la presión atmosférica, en lbs/pulg<sup>2</sup>abs.

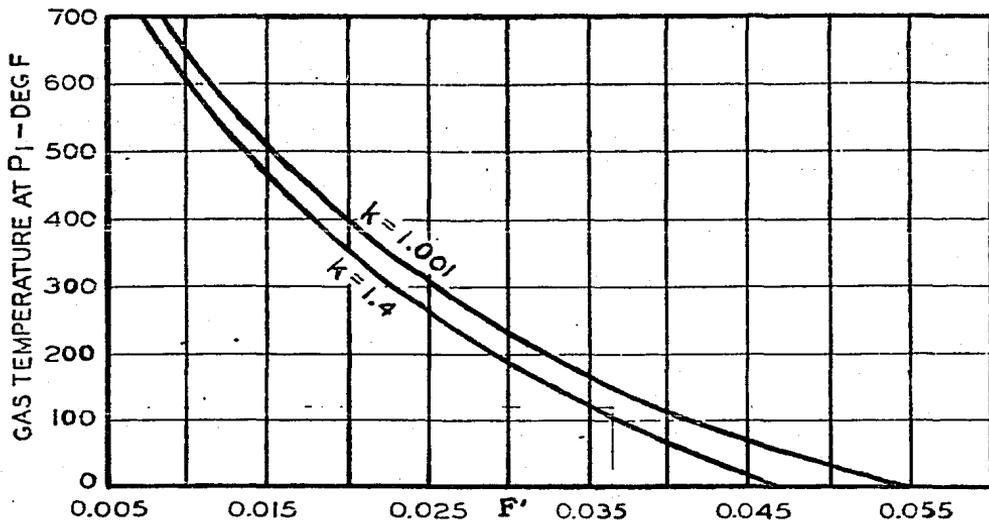


Fig D-3.- Factores de la válvula de relevo para recipientes no aislados en servicio de gas expuestos a fuegos abiertos.

- 1.- K es la relación de calores específicos para un gas.
- 2.- Estas curvas son para recipientes de acero al carbón.
- 3.- Estas curvas estan hechas conforme a la relación.

$$F' = \left( \frac{0.1406}{CK} \right) \left( \frac{AT^{0.25}}{T_n^{0.6506}} \right)$$

Donde:

- C = Coeficiente el cual es determinado por la relación de calores específicos del gas a las condiciones std.
- K = Coeficiente de descarga, el cual es obtenido de las valvulas de los fabricantes.
- T<sub>1</sub> = Temperatura del gas, absoluta en °F + 460, a la presión ascendente, y es determinada de la siguiente relación:

$$T_1 = \left( \frac{P_1}{P_n} \right) T_n$$

Donde:

$T_n$  = Temperatura de operación normal del gas, en °F + 460.

$P_n$  = Presión de operación normal del gas, en lbs/pulg<sup>2</sup>abs.

$P_1$  = Presión ascendente, en lbs/pulg<sup>2</sup>abs. Esta es la presión de ajuste multiplicada por 1.20 (o menos, dependiendo de la sobrepresión permisible) más la presión atmosférica, en lbs/pulg<sup>2</sup>abs.

$AT = T_w - T_1$  Es la diferencia entre la temperatura de pared del recipiente y la temperatura del gas a  $P_1$ .

$T_w$  = Es la temperatura de pared del recipiente, en °F + 460.

Las curvas de la fig D-3 son trazadas utilizando un valor de 1,100 °F como la temperatura de pared del recipiente. Este valor es la máxima temperatura recomendada para materiales de acero al carbón, para valores superiores a esta temperatura las propiedades físicas muestran signos de tendencias indeseables. Se recomienda que el mínimo valor de  $F'$  = 0.01.

Ecuaciones para el dimensionamiento de Discos de Ruptura.  
Consideraciones generales.

- 1) Se supone que los dispositivos de los discos de ruptura actúan de manera semejante a un orificio de un plato plano. Esta aproximación es utilizada por compensación para que el material del disco permanezca intacto y pueda proyectarse ligeramente en la corriente de flujo.
- 2) Las pérdidas por fricción a través del tubo corto tipo boquilla son consideradas como despreciables.
- 3) La velocidad de flujo ascendente es despreciable. Se supone que el dispositivo del disco de ruptura es instalado en un recipiente grande. De tal manera que, el área de flujo a través del disco es pequeña comparada con el recipiente.
- 4) Se supone que el dispositivo de disco de ruptura ventea a la atmósfera sin ninguna tubería descendente. Si están presentes tramos de tubería corriente abajo, será necesario considerar el dispositivo de disco de ruptura con un accesorio de tubería y dimensionar el sistema de tubería completo.
- 5) Se supone que la presión se incrementa gradualmente de tal manera que pueda ser el resultado de un sobrellenado, expansión térmica, o en una falla de equipo de control de presión de la válvula. El relevo por explosión y reacciones químicas incontroladas requieren una atención especial.
- 6) Se supone que los gases y vapores actúan como un gas ideal o perfecto. En realidad, los gases reales difieren ligeramente de los gases ideales. Estas diferencias son muy pequeñas, y serán ignoradas.
- 7) Suponer un valor de  $K=0.62$  para el coeficiente tal y como es admitido por el código ASME. Comparando el disco de ruptura con un orificio de un plato plano. El flujo a través del dispositivo es reducido, aproximadamente un 62% del flujo a través de una boquilla teórica, por turbulencia, y por el material del disco que se proyecta en la corriente de flujo.

### Dimensionamiento para Líquidos.

La ecuación de dimensionamiento para el flujo de fluidos incompresibles (Líquidos) a través de un dispositivo de disco de ruptura es derivada de la ecuación de energía general de Bernoulli y de la de conservación de Momentum. Suponiendo que el fluido entra a el dispositivo con una velocidad despreciable y sin cambio en la elevación, la velocidad en el disco es:

$$\bar{V} = \sqrt{2gh} \quad \text{ft/seg} \quad (1)$$

$$\text{Donde: } h = \frac{Pf}{\gamma} \quad ; \text{ ft} \quad (2)$$

De la ecuación de conservación de momento, la velocidad de flujo dada por la siguiente ecuación:

$$Q = A\bar{V} \quad ; \text{ ft}^3/\text{min} \quad (3)$$

$$= KA\sqrt{\frac{2gPf}{\gamma}} \quad (4)$$

Donde: Pf = Presión, en lb/ft<sup>2</sup>.

$\gamma$  = Densidad del fluido, en lb/ft<sup>3</sup>.

K = Coeficiente = 0.68

Simplificando y reorganizando la ecuación (4), el área de relevo requerida para cualquier líquido fluyendo libremente a través de un disco de ruptura esta dado por:

$$a = \frac{L\sqrt{SG}}{23.1\sqrt{P}} \quad ; \text{ pulg}^2. \quad ; (4.1)$$

Donde: L = Flujo de líquido, en Galones por minuto.

SG = Gravedad específica agua = 1, aire = 1.0

P = Presión de relevo, en lb/pulg<sup>2</sup> manométricas.

**Dimensionamiento para Vapores y Gases.**

Para fluidos compresibles (gases y vapores) la ecuación de Bernoulli todavía se aplica, pero la ecuación de conservación de momento debe hacer uso de los cambios en las propiedades de los fluidos cuando estos pasan através del orificio, estos cambios son tomados de las relaciones para un gas experimental en una expansión isoentropica (reversible y sin fricción).

Para fluidos isoentrópicos, debemos considerar la relación de presión diferencial a través del disco. Designando a  $P_o$  como la presión corriente arriba y a  $P_e$  como la presión en el plano a la salida (normalmente, la presión atmosférica) considerar primero que cuando la presión corriente arriba es igual a la presión de salida,  $P_e/P_o = 1$ , no hay flujo. Incrementando la presión corriente arriba, se incrementará el flujo y disminuirá la relación de presiones  $P_e/P_o$  hasta que un valor de  $P_o$  superior es alcanzado y en el cual no hay un incremento adicional en la masa velocidad del flujo a través del disco. Este valor de  $P_o$  es conocido como la relación de presión crítica. En este punto la velocidad de flujo es sónica, o igual a la velocidad del sonido.

El flujo sónico existirá a través del orificio a todas las relaciones de presión menores que la relación de presión crítica.

El flujo subsónico existirá a través del orificio a todas las relaciones de presión más grandes que la relación de flujo crítico.

Las Ecuaciones generales de dimensionamiento para todas las aplicaciones de los discos de ruptura de flujos compresibles estan dadas por:

$$W = K P_o a \sqrt{\frac{2g}{R T_o} \left( \frac{k}{k-1} \right) \left( \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{k+1/k} \right)} \quad ; \quad \text{lb/seg} \quad (5)$$

$$Q_{act} = \frac{K P_o a R T_o}{2.4 P_o} \sqrt{\frac{2g}{R T_o} \left( \frac{k}{k-1} \right) \left( \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{k+1/k} \right)} \quad ; \quad \text{ACFM} \quad (6)$$

$$Q_s = \frac{k P_o a R 520}{2.4 (14.7)} \sqrt{\frac{2g}{R T_o} \left( \frac{k}{k-1} \right) \left( \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{k+1/k} \right)} \quad ; \quad \text{SCFM} \quad (7)$$

Donde: ACFM = pies cúbicos por minuto actuales  
 SCFM = pies cúbicos por minuto std.

Cuando  $\frac{P_e}{P_o}$  sea mas grande que  $(\frac{2}{K+1})^{K/K-1}$  para flujo subsónico.

$\frac{P_e}{P_o}$  sea menor o igual que  $(\frac{2}{K+1})^{K/K-1}$  para flujo sónico.

Ecuaciones de dimensionamiento para flujo subsónico.

Cuando la relación de presiones  $P_e/P_o$  es mas grande que la relación de presión critica. el flujo es subsónico y las ecuaciones 5, 6 y 7 pueden ser simplificadas para una facil aplicación.

El área de relevo requerida de un disco de rúptura para gas o vapor es:

Cuando se da el flujo masa velocidad, en lb/seg:

$$a = \frac{W}{KC_1 P_o} \sqrt{\frac{t + 460}{M}} ; \text{ pulg}^2. \quad (8)$$

Dando el flujo masa velocidad actual - ACFM

$$a = \frac{Q_{act}}{643.8 KC_1} \sqrt{\frac{M}{t + 460}} ; \text{ Pulg}^2. \quad (9)$$

Cuando se da el flujo a las condiciones std- SCFM

$$a = \frac{Q_{sa}}{22772 KC_1 P_o} \sqrt{(t + 460) M} ; \text{ Pulg}^2. \quad (10)$$

Cuando se da el flujo de aire a las condiciones estandard - SCFM.

Para aire (K = 0.62)

$$a = \frac{Q_{sa}}{115 C_1 P_o} ; \text{ pulg}^2 \quad (11)$$

$$\text{Donde: } C_1 = \sqrt{\frac{2g}{R} \left( \frac{K}{K-1} \right) \left( \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{2/K} - \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{K+1/K} \right)} ; \quad (12)$$

Donde los valores de  $C_1$  se dan en la tabla No 1.

Dimensionamiento para flujo sónico.

Cuando la relación de presión  $P_e/P_o$  es menor que la relación de presión crítica, el flujo es sónico y las ecuaciones (5), (6) y (7) pueden simplificarse. Para el área requerida del gas o vapor donde la presión de estallamiento es más grande que cerca de dos veces la presión de salida.

Dando el flujo masa velocidad - lb/seg

$$a = \frac{W}{KC_2 P_o} \sqrt{\frac{t + 460}{M}} \quad ; (13)$$

Dando la velocidad de flujo actual - ACFM.

$$a = \frac{Q_{act}}{643.8KC_2} \sqrt{\frac{M}{t + 460}} \quad ; (14)$$

Dando el flujo a las condiciones estandard- SCFM.

$$a = \frac{Q_s}{22772KC_2 P_o} \sqrt{(t + 460)M} \quad ; (15)$$

Dando el flujo de aire a las condiciones standard- SCFM

Para aire  $K = 0.62$

$$a = \frac{Q_{sa}}{11.4P_o} \quad ; (16)$$

Donde

$$C_2 = \frac{520}{3600} \sqrt{\frac{K+1}{K} \left(\frac{2}{K+1}\right)^{K+1/K-1}} \quad ; (17)$$

Los valores para  $C_2$  se dan en la tabla 2.

Dimensionamiento para flujo de vapor de agua.

Para el flujo de vapor de agua a través de orificios con bordes afilados donde la relación de presiones  $P_e/P_o$  es menor que una relación de presión crítica de 0.55 se establecieron las siguientes ecuaciones:

Vapor de agua sobrecalentado inicialmente.

Ecuación empírica de Napier:

$$a = \frac{70W(1 + 0.00055D)}{K P_o} \quad ; \text{ Pulg}^2 \quad (18)$$

Donde: D= número de grados de sobrecalentamiento.

(Temperatura de flujo - Temperatura de saturación), °F

Para vapor de agua saturado y seco. Ecuación empírica de Napier.

$$a = \frac{70 W}{K P_o} \quad ; \text{ Pulg}^2 \quad (19)$$

Para vapor de agua inicialmente húmedo

Ecuación empírica de Napier:

$$a = \frac{70W(1 - 0.012X)}{K P_o} \quad ; \text{ Pulg}^2 \quad (20)$$

Donde: 100-% calidad del vapor = X

Ejemplos de calculo.

Ejemplo 1 Calculo para liquidos

Cual es el tamaño del disco de ruptura requerido para relevar un liquido bajo las siguientes condiciones:

Gravedad Especifica SG = 1.34

Presión de diseño del recipiente-MAWP= 340 psig

Flujo requerido - L= 8300 GPM.

Aplicación- Relevo primario

El dispositivo debe ser dimensionado para un 10% de sobrepresión para relevo primario tal como es permitido por el código ASME.

Etapa 1.- encuentre la máxima presión de relevo permisible.

$$p = MAWP + 10\% \times MAWP$$

$$p = 340 + 10\%(340) = 374 \text{ psig}$$

Etapa 2.- Encuentre el minimo tamaño del disco de ruptura requerido.

$$a = \frac{L \sqrt{SG}}{23.1 \sqrt{p}} = \frac{8300 \sqrt{1.34}}{23.1 \sqrt{374}} = 21.5 \text{ pulg}^2.$$

Tamaño del disco recomendado = 6"

Ejemplo 2 CALCULO PARA GASES.

Cual es el tamaño del disco de ruptura requerido para relevar un recipiente a presión bajo las siguientes condiciones:

Presión de diseño del recipiente = 150 Psig

Flujo requerido = 60,000 SCFM

contrapresión del sistema (durante el venteo) - 0 psig

Temperatura de flujo = 110 °F

Coefficiente K = 0.62

Medio- Helio gaseoso (M = 4)

Aplicación - Relevo primario

El dispositivo debe ser dimensionado para un 10% de sobrepresión.

Etapa 1.- Encuentre la relación de presiones de flujo.

$$P_e/P_o = \frac{Q + 14.7}{150(1.10) + 14.7} = \frac{14.7}{179.7} = 0.082$$

Etapa 2.- Encuentre la relación de presión crítica.

$$GPR = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{K/K-1} = \left(\frac{2}{2.66}\right)^{1.66/0.66} = 0.488$$

Etapa 3.- Pregunta Es el flujo sónico o subsónico?

Como  $P_e/P_o$  es menor que  $\left(\frac{2}{K+1}\right)^{K/K-1}$

El flujo es sónico.

Por simple inspección la presión de relevo es más grande que el doble de la presión de salida.

Etapa 4.- Encuentre la constante de flujo  $C_2$

De la tabla 2, para  $K = 1.66$

$$C_2 = 0.0148$$

Etapa 5.- Encuentre el tamaño del disco de ruptura requerido.

$$a = \frac{Q_s}{22772 K C_2 P_o} \sqrt{T_o M}$$

$$a = \frac{60000 \text{ SCFM}}{22772(0.62)(0.0147)(179.7)} \sqrt{(110 + 460)4}$$

$$a = 10.79 \text{ pulg}^2$$

Diámetro del disco recomendado = 4"

$$D = \sqrt{\frac{4(a)}{3.1416}}$$

En la tabla 3 se dan los tamaños de los discos recomendados así como las presiones de estallamiento y los materiales de uso común.

Ejemplo 3.- CALCULO PARA GASES.

Cual es el tamaño del disco de ruptura requerido para relevar un recipiente a presión bajo las siguientes condiciones:

Presión de diseño del recipiente = 85 Psig

Flujo requerido = 12000 ACFM

Contrapresión en el sistema (Durante el venteo) = 67 psig

temperatura de flujo = 385°F

Coefficiente K = 0.62

Medio- Nitrogeno (M = 28)

Aplicación- Relevo primario

El dispositivo debe ser dimensionado para un 10% de sobrepresión.

Etapa 1.- Calcule la relación de presiones de flujo.

$$\frac{P_e}{P_o} = \frac{(67 + 14.7)}{(85 \times 1.10 + 14.7)} = \frac{81.7}{108.2} = 0.755$$

Etapa 2.- Encuentre la relación de presión critica.

$$CPR = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{K/K-1} = \left(\frac{2}{2.404}\right)^{1.404/0.404} = 0.528$$

Etapa 3.- Determine si el flujo es sónico o subsónico.

Como  $\frac{P_e}{P_o}$  es más grande que  $\left(\frac{2}{K+1}\right)^{K/K-1}$

El flujo es subsónico

Etapa 4.- Encuentre la constante de flujo  $C_1$

De la tabla 1, para  $\frac{P_e}{P_o} = 0.755$  y  $K = 1.4$

Utilizando el valor más cercano o interpolando tenemos:

$$C_1 = 0.0873$$

Etapa 5.- Encuentre el tamaño del disco de ruptura requerido.

$$a = \frac{Q_{act}}{643.8KC_1} \sqrt{\frac{M}{t + 460}}$$

$$a = \frac{12000 \text{ ACFM}}{643.8(0.62)(0.0873)} \sqrt{\frac{28}{385 + 460}} = 62.69 \text{ pulg}^2$$

$$D = \frac{\sqrt{4(62.69 \text{ pulg}^2)}}{3.1416} = 8.93 \text{ pulg}$$

Diámetro del disco recomendado = 10"

#### Ejemplo 4. CALCULO PARA VAPOR DE AGUA.

Cual es el tamaño del disco de ruptura requerido para relevar un recipiente a presión bajo las siguientes condiciones:

Presión de diseño del recipiente = 125 Psig

Flujo requerido = 16 lb/seg

Temperatura del flujo = 627°F

Coeficiente K = 0.62

Aplicación; Relevo Primario

El dispositivo debe ser dimensionado para un 10% de sobrepresión.

Etapas 1.- Encuentre el estado fisico del vapor

De las tablas de vapor. se puede ver que para una presión del flujo de  $(125 + 14.7)1.10 = 152.9$  psia.

La temperatura de saturación es aproximadamente 359°F

Ya que la temperatura del flujo (627°F) esta por arriba de la temperatura de saturación. El vapor es sobrecalentado. El número de grados de sobrecalentamiento es la diferencia entre la temperatura actual y la temperatura de saturación.

Por lo tanto  $D = 627 - 359 = 268^\circ\text{F}$

El tamaño del disco de ruptura requerido es:

$$a = \frac{70W(1 + 0.00065D)}{0.62P_0}$$

$$a = \frac{70(16)(1 + 0.00065 \times 268)}{0.62(152.9)} = 13.9 \text{ pulg}^2$$

$$D = \frac{4(13.9 \text{ pulg}^2)}{3.1416} = 4.2 \text{ pulg}$$

disco recomendado = 6 pulg

Diámetro en pulg.

		1/2	3/4	1	1.5"	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	24
		Presión de estallamiento, Psig. a 72°F.															
Aluminio, temp, max 250°F	Min	65	45	34	23	15	10	8	7	5	4	3	3	3	3	3	3
	Max	1500	1000	1000	1000	750	500	400	300	225	175	150	150	150	125	125	100
Cobre, Temp, Max. 250 F	Min	210	140	110	65	35	28	30	28	37							
	Max	4500	3000	3000	3000	2500	1500	1000	1000	700							
Plata, Temp, Max. 250°F	Min	245	175	125	85	55	35	25	20	17							
	Max	6000	3500	3500	3500	2500	2000	1500	1000	500							
Niquel, Temp, Max. 750°F	Min	340	260	190	125	75	46	38	33	24	20	20	150	235	210	190	145
	Max	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Monel, Temp, Max. 800°F	Min	460	320	250	175	105	80	54	43	37	30	385	330	285	255	230	190
	Max	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Inconel, Temp. Max. 1000°F	Min	760	440	410	290	180	130	100	75	40	32	27	23	20	18	16	220
	Max	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Acero Inoxid Tipo 321. Temp Max 600 F	Min	850	600	485	365	195	135	105	85	65	50	50	48	44	35	30	80
	Max	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720

TABLA 3.- Discos de Ruptura típicos y presiones de Estallamiento.

C A P I T U L O      8

D E T E R M I N A C I O N    D E    L A S    P R O P I E D A D E S

P A R A    E L    C A L C U L O    D E L    T A M A Ñ O    D E    L A S

V A L V U L A S    D E    R E L E V O    D E    P R E S I O N

**Determinación de las propiedades para el cálculo del tamaño del orificio requerido.**

**1.- Determinación de P.**

P es la presión de ajuste de la válvula de relevo más la acumulación. Esta presión de ajuste es normalmente la máxima presión de trabajo permisible (MAWP) del recipiente a proteger. La acumulación varía de acuerdo con los requerimientos del código, condiciones de operación y la experiencia. En general las presiones acumuladas son expresadas como un porcentaje de la presión de ajuste, por ejemplo:

Condición	Acumulación. (% Presión de ajuste)
Normal(sin fuego)	
Válvula simple	10 %
Válvula múltiple	16 %
Fuego	20 %
Calderas de vapor	3 %
Líquidos flasheados	10 al 25 %

**2.- Determinación de T.**

T es la temperatura de relevo correspondiente a la presión de relevo acumulada.

**2a- Un Componente simple.**

En este caso T representa el punto de ebullición del componente correspondiente a la presión de relevo acumulada, puesto que P es conocida, T puede ser obtenida de la curva de presión de vapor-temperatura, para este componente.

**2b- Mezclas de Multicomponentes.**

**2b1 Mezcla ideal homogénea.-** Las mezclas ideales siguen la ley de Dalton y la ley de Raoult. De acuerdo a la ley de Dalton, la presión total en una mezcla gaseosa (vapor) es la suma de las presiones parciales de los componentes de la mezcla.

$$P = \sum_{i=1}^n P_i$$

La mezcla de vapor está formada de líquido, con lo cual esta estará en equilibrio. Para establecer la temperatura T, será necesario conocer la composición de la fase líquida en equilibrio.

La ley de Raoult relaciona la presión parcial del componente , $P_i$  con la composición de la fase líquida en equilibrio.

$$P_i = x_i P_i^{\circ}$$

Donde:  $x_i$  es la concentración molar del componente  $i$  en la fase líquida y  $P_i$  es la presión de vapor del componente  $i$  a la temperatura  $T$ . Por lo tanto.

$$P = \sum_{i=1}^n x_i P_i^{\circ} = x_1 P_1^{\circ} + x_2 P_2^{\circ} + \dots + x_n P_n^{\circ}$$

Para calcular la temperatura de relevo  $T$ , se supone una temperatura y se obtiene la presión de vapor de cada componente en la mezcla. A la temperatura supuesta, multiplique la fracción mol en fase líquida de cada componente por su presión de vapor y sumelos, si la suma es igual a la presión de relevo acumulada, la temperatura suguesta representa la temperatura de relevo. si no, hay que repetir el procedimiento anterior.

#### 2b.2.- Mezcla no ideal en fase líquida.

Para mezclas de hidrocarburos que son no ideales en la fase líquida y ideales en la fase vapor, la ley de Raoult no se aplica. Para estos casos, solo la ley de Dalton se aplica, por medio de la siguiente relación:

$$\sum_{i=1}^n K_i x_i = 1.0$$

Donde:  $K_i$  es la relación de vaporización al equilibrio del componente  $i$  en la mezcla.

$K_i$  es una función de la temperatura y la presión total del sistema. Suponiendo una temperatura para obtener  $K$  para cada componente. A la temperatura supuesta y a la presión de relevo acumulada, multiplicando el valor del componente  $K$  por su fracción mol en la fase líquida en equilibrio, y sumandolos. Si la suma es igual a 1.000 la temperatura supuesta representa el punto de burbuja de la mezcla y la temperatura de relevo. Si no es igual a 1.000, hay que repetir el procedimiento de cálculo.

#### 2b.3.- Mezcla Inmiscible de un componente simple hidrocarburo con agua.

La presión de relevo esta relacionada por:

$$P = P_{hc}^{\circ} + P_{WV}^{\circ}$$

Donde:  $P_{hc}^{\circ}$  es la presión de vapor del hidrocarburo, y  $P_{WV}^{\circ}$  es la presión de vapor del agua.

Tenemos que suponer una temperatura para obtener las presiones de vapor para el hidrocarburo y para el agua, a esta temperatura, sumar las dos presiones de vapor, si la suma es igual a la presión de relevo acumulada,  $P_i$ , la temperatura supuesta representará la temperatura de relevo. Si no hay que repetir el procedimiento de cálculo.

2b.4.- Mezcla Inmiscible de multicomponentes hidrocarburos con agua.

Para la idealidad en la fase líquida, las siguientes ecuaciones se aplican:

$$P = P_{HM}^{\circ} + P_W^{\circ}$$

$$P = \sum_{i=1}^n P_i^{\circ} x_i + P_W^{\circ}$$

Donde:  $P_{HM}^{\circ}$  es la presión de vapor de la mezcla de hidrocarburos,  $P_W^{\circ}$  es la presión de vapor del agua,  $P_i^{\circ}$  es la presión del componente  $i$  en la mezcla de hidrocarburos, y  $x_i$  es la fracción mol del componente  $i$ .

Hay que suponer una temperatura y obtener la presión de vapor de cada componente en la fase hidrocarburo y la presión de vapor del agua.

Multiplique la presión de vapor de cada uno de los componentes por su fracción mol. Sume las presiones de vapor de todos los componentes con la del agua. Si la suma es igual a la presión de relevo acumulada, la temperatura supuesta es la temperatura de relevo, si no hay que repetir el cálculo anterior.

Para la no idealidad en la fase líquida, se aplica la siguiente relación:

$$P_H = P - P_W^{\circ}$$

Donde:  $P_H$  es la presión parcial de la mezcla de hidrocarburos.

Hay que suponer una temperatura y obtener la presión de vapor del agua a esa temperatura. A continuación se resta la presión de vapor, de la presión de relevo acumulada para obtener la presión parcial de la mezcla de hidrocarburos. Obtener los valores de  $K$  para cada uno de los componentes a la temperatura supuesta y a  $P_H$ . A continuación, hay que multiplicar cada valor del componente  $K$ , por

su fracción mol., en la fase líquida del hidrocarburo y sumarlos. Si la suma es igual a 1.000, la temperatura supuesta representará la temperatura de relevo. Si no da 1.000, hay que repetir el procedimiento anterior.

**Determinación de Z, Factor de Compresibilidad.**

El factor de compresibilidad (Z) es una función de la temperatura reducida y la presión reducida, para los componentes de la mezcla.

1.-Un componente simple.

Obtener la presión crítica,  $P_c$  y la temperatura crítica  $T_c$ , para el componente de los datos para hidrocarburos.

$$Pr = P/P_c \quad \text{y} \quad Tr = (T + 460)/(T_c + 460)$$

Donde:  $Pr$  es la presión reducida y  $Tr$  es la temperatura reducida.

Las presiones son absolutas,  $Psia$  y las temperaturas son absolutas,  $^{\circ}R$ .

Obteniéndose (Z), de la carta de compresibilidad.

2.- Mezcla de multicomponentes (vapor).

Para una mezcla de multicomponentes, se aplican las siguientes ecuaciones:

$$P_c(\text{mezcla}) = \sum_{i=1}^n P_{ci} y_i \quad ; \quad Pr(\text{mezcla}) = P/P_c(\text{mezcla}) \quad (1)$$

$$T_c(\text{mezcla}) = \sum_{i=1}^n T_{ci} y_i \quad ; \quad Tr(\text{mezcla}) = (T + 460)/(T_c(\text{mezcla}) + 460)$$

Donde:  $P$  y  $P_c(\text{mezcla})$  son expresados en  $Psia$ ,  $y_i$  es la fracción mol del componente  $i$  en la fase vapor, en equilibrio con su fracción mol,  $x_i$ , en la fase líquida. Una vez que  $Pr(\text{mezcla})$  y  $Tr(\text{mezcla})$  han sido calculadas, se obtiene ( $Z$ ) de las cartas de compresibilidad.

**Determinación del Peso Molecular, (M).**

Para un componente simple, el peso molecular (M) se obtiene de la literatura. Para una mezcla de multicomponentes,  $M(\text{mezcla})$  puede ser calculado, si se conoce la composición de la mezcla (vapor), en la fracción peso, tenemos la siguiente relación:

$$M = \sum_{i=1}^n w_i / \sum_{i=1}^n (w_i/M_i) = \text{Peso de la mezcla total} / \text{moles Mezcla tot.}$$

Donde:  $w_i$  es el peso del componente  $i$  en la mezcla, y  $M_i$  es el peso molecular del componente  $i$ .

Si la composición de la mezcla es dada en términos de la fracción mol en la fase vapor, entonces:

$$M(\text{mezcla}) = \sum_{i=1}^n y_i M_i$$

Determinación del coeficiente de expansión, (C).

C representa el coeficiente de expansión, para la mayor parte de las aplicaciones.

La presión corriente abajo de la válvula de relevo debe estar por abajo del 50 %, de la presión ascendente absoluta.

Esto tendrá como resultado el flujo crítico a través de la válvula y en la expansión de los vapores a través de la válvula. Por lo tanto se aplican las siguientes relaciones:

$$C = 520 \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k+1/k-1}}$$

$$k = \frac{M C_p}{M C_p - 1.99}$$

Donde:  $k$  es el coeficiente politrópico, y  $C_p$  es el calor específico a presión constante del vapor o de la mezcla de vapores.

Determinación de K.

El valor del parámetro K puede ser obtenido de las válvulas de los fabricantes. K para un número de válvulas tipo boquilla es 0.975.

Calor latente de vaporización, para una mezcla de multicomponentes puede ser determinado a partir de la siguiente relación:

$$l(\text{mezcla}) = \sum_{i=1}^n l_i y_i M_i / M$$

C A P I T U L O      9

E J E M P L O      D E      C A L C U L O

P R O C E S O      C R I O G E N I C O

## PROCESO CRIOGENICO.

La función de las plantas criogénicas de recuperación de hidrocarburos licuables, consiste básicamente en la separación del metano del resto de hidrocarburos más pesados a partir de gas natural.

Antes del desarrollo de los procesos criogénicos, la recuperación de etano del gas natural se realizaba mediante el proceso de absorción, sin embargo mediante este proceso la recuperación de etano es relativamente baja, entre un 20 a un 40%, complicándose si se desea aumentar la cantidad de etano recuperado. Mediante el uso de un proceso criogénico se logran recuperaciones de etano desde un 20 hasta un 90 %, pudiéndose recuperar simultáneamente de un 95 a 99 % de propano y hasta un 100% de butanos e hidrocarburos más pesados.

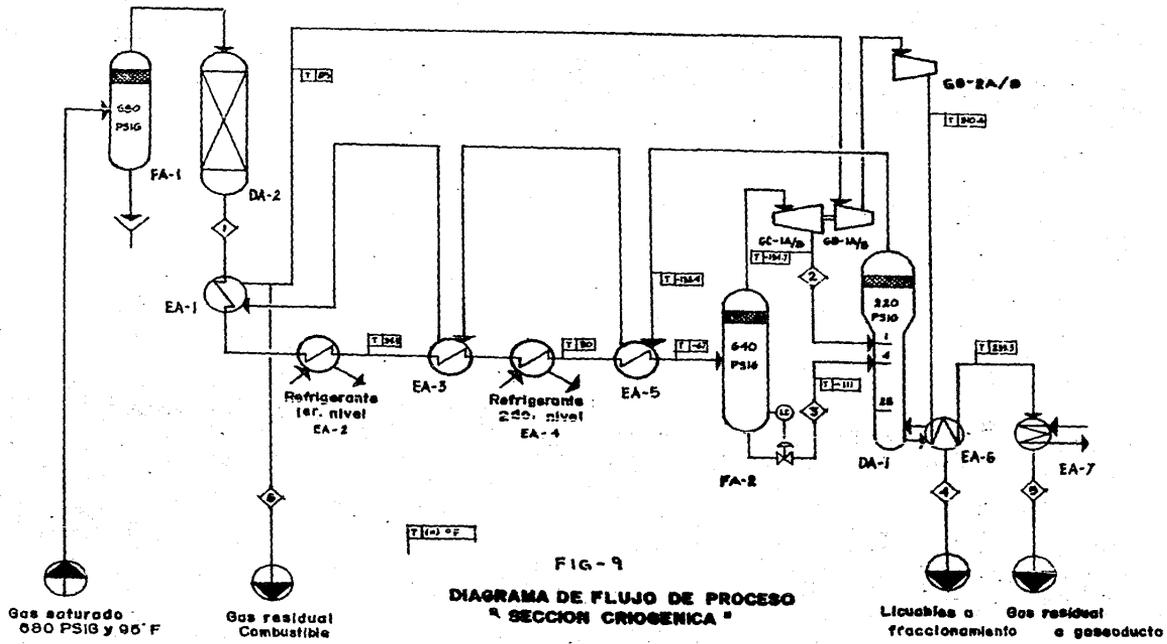
Las operaciones básicas de un proceso criogénico son:

- (1) **Compresión:** Dependiendo de la composición del gas de carga, así como del nivel de presión al que se recibe este gas, en algunas ocasiones se requerirá comprimir el gas hasta la presión necesaria para lograr la recuperación deseada en forma económica.
- (2) **Deshidratación:** El propósito de esta operación es la eliminación del agua que acompaña al gas de carga, hasta lograr temperaturas de rocío de  $-150^{\circ}\text{F}$ , para evitar problemas de congelamiento o de formación de hidratos. La deshidratación se lleva a cabo utilizando adsorbentes selectivos, tales como alumina y/o mallas moleculares en lechos fijos que se someten alternativamente a adsorción y regeneración.
- (3) **Enfriamiento:** El gas de carga deshidratado pasa a través de un tren de intercambio térmico, donde la carga térmica de enfriamiento requerida por el proceso es suministrada en intercambiadores de calor, en los que se pone en contacto el gas de carga con las corrientes frías generadas en el proceso y en ocasiones haciendo uso de refrigeración externa, hasta obtener la cantidad necesaria de condensado.
- (4) **Fraccionamiento:** La mezcla líquido-vapor, resultante después del enfriamiento, se pasa a un tanque separador en donde la fase líquida es separada y enviada a una torre de fraccionamiento, el vapor proveniente del tanque se expande a través de un turboexpansor lográndose el enfriamiento y la condensación adicional de --

hidrocarburos, esta mezcla líquida/vapor se alimenta a la torre de fraccionamiento en la parte superior. En esta torre de fraccionamiento se logra la separación del gas residual (constituido básicamente por metano) del etano e hidrocarburos más pesados, los cuales salen en la corriente de fondos y que posteriormente se fraccionan en otras unidades para obtener propano, butanos y gasolinas. El gas residual se obtiene por el domo de la torre.

- (5) **Recompresión:** Cuando el destino del gas residual requiere de un alto nivel de presión, la recompresión se logra en los compresores que se acoplan a las turbinas, así como en equipos de compresión complementarios. Esta compresión se lleva a cabo después de que el gas residual intercambia calor con el gas de carga. Si el gas residual no requiere recompresión, después de intercambiar calor con el gas residual se envía a su destino dando lugar a un diseño especialmente económico.

ver fig 9.



(9) Capacidad de la planta y especificaciones de los productos.

La planta está diseñada para procesar 150 MMPCSD de gas proveniente de plantas endulzadoras, en donde se le ha eliminado el  $H_2S$  y el  $CO_2$  que son agentes contaminantes del gas natural.

El gas de carga está saturado con agua a las condiciones de alimentación a la planta.

(a) La composición y las condiciones del gas de carga son las siguientes:

Componente	% Mol
Metano	86.6
Etano	7.5
Propano	3.4
n-Butano	1.8
n-Pentano	0.4
n-Hexano	<u>0.3</u>
	100.0

Contenido de ácidos:

$CO_2$	1500 ppm
$H_2S$	20 ppm

MMPCSD = Millones de pies cúbicos std por día.

Condiciones de alimentación:

Presión 680 Psig  
Temperatura 95 °F

(b) La composición y las condiciones de los productos son las siguientes:

Gas Residual:

Componente	% Mol
Metano	96.633
Etano	3.242
Propano	0.123
n-Butano	0.002
n-Pentano	-----
n-Hexano	-----
	100.000

	MMBUSD	P(Psig)	T(°F)
Gas residual de alta presión	117.390	680	120
Gas residual de baja presión	19.902	205	85

Etano e hidrocarburos más pesados:

Componente	% Mol
Metano	0.068
Etano	44.227
Propano	31.660
n-Butano	17.307
n-Pentano	3.850
n-Hexano	<u>2.888</u>
	100.000

Presión	220 Psig
Temperatura	62.0 °F
Flujo	289.7 GPM.

9.2.- BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA SECCION CRIOGENICA.

Corriente 1.- Vapor

Componente.	P.M	W	% mol
C <sub>1</sub> = 14,259.5 lb-mol/hr x 16	=	228,152.0 lb/hr	86.60
C <sub>2</sub> = 1,235.0 lb-mol/hr x 30	=	37,050.0 lb/hr	7.50
C <sub>3</sub> = 559.8 lb-mol/hr x 44	=	24,631.2 lb/hr	3.40
C <sub>4</sub> = 293.4 lb-mol/hr x 58	=	17,017.2 lb/hr	1.80
C <sub>5</sub> = 65.9 lb-mol/hr x 72	=	4,744.8 lb/hr	0.008
C <sub>6</sub> = 49.4 lb-mol/hr x 86	=	<u>4,248.4 lb/hr</u>	0.002
		315,843.6 lb/hr	

Temperatura = 90°F

Presión = 660 Psig

Densidad = 2.444 lb/pie<sup>3</sup>

ft<sup>3</sup>/seg (P y T) = 36.009

Vaporización (mol, masa) = 1.0; 1.0

Entalpia = 71,043.3 MBTU/hr.

Corriente 2.- Mezcla.

Componente	P.M	W	% mol
C <sub>1</sub> = 12,635.9 lb-mol/hr x 16	=	202,174.4 lb/hr	94.154
C <sub>2</sub> = 648.4 lb-mol/hr x 30	=	19,452.0 lb/hr	4.831
C <sub>3</sub> = 117.2 lb-mol/hr x 44	=	5,156.8 lb/hr	0.873
C <sub>4</sub> = 17.7 lb-mol/hr x 58	=	1,026.6 lb/hr	0.132
C <sub>5</sub> = 1.0 lb-mol/hr x 72	=	72.0 lb/hr	0.008
C <sub>6</sub> = 0.2 lb-mol/hr x 86	=	<u>17.2 lb/hr</u>	0.002
		227,899.0 lb/hr	

Temperatura = - 134.7 °F

Presión = 220 Psig

Densidad = 1.457 lb/pie<sup>3</sup>

G.P.M = 79.4 (Liquido)

ft<sup>3</sup>/seg(P y T) = 43.382 (vapor)

Vaporización (mol; masa) = 0.944 ; 0.914

Entalpia = 28,110.2 MBTU/hr.

Corriente 3.- Mezcla.

Componente	P.M.	W	% mol
$C_1 = 1,623.6 \text{ lb-mol/hr} \times 16$		$= 25,977.6 \text{ lb/hr}$	53.312
$C_2 = 586.6 \text{ lb-mol/hr} \times 30$		$= 17,598.0 \text{ lb/hr}$	19.260
$C_3 = 442.7 \text{ lb-mol/hr} \times 44$		$= 19,478.8 \text{ lb/hr}$	14.535
$C_4 = 278.7 \text{ lb-mol/hr} \times 58$		$= 16,164.6 \text{ lb/hr}$	9.150
$C_5 = 64.8 \text{ lb-mol/hr} \times 72$		$= 4,665.6 \text{ lb/hr}$	2.129
$C_6 = 49.2 \text{ lb-mol/hr} \times 86$		$= \underline{4,231.2 \text{ lb/hr}}$	1.615
			88,115.8 lb/hr

Temperatura = - 110.0 °F

Presión = 220 Psig

Densidad = 5.488 lb/pie<sup>3</sup>

G.P.M. = 251.1 (liquido)

ft<sup>3</sup>/seg(P y T) = 3.909 ( de vapor)

Vaporización(mol, masa) = 0.336 ; 0.193

Entalpia = - 5017.1 MBTU/hr.

Corriente 4.- Liquido Saturado.

Componente	P.M	W	% mol
$C_1 = 1.2 \text{ lb-mol/hr} \times 16$		$= 19.20 \text{ lb/hr}$	0.068
$C_2 = 756.6 \text{ lb-mol/hr} \times 30$		$= 22,698.0 \text{ lb/hr}$	44.227
$C_3 = 541.6 \text{ lb-mol/hr} \times 44$		$= 23,830.4 \text{ lb/hr}$	31.660
$C_4 = 296.1 \text{ lb-mol/hr} \times 58$		$= 17,173.8 \text{ lb/hr}$	17.307
$C_5 = 05.9 \text{ lb-mol/hr} \times 72$		$= 4,744.8 \text{ lb/hr}$	3.850
$C_6 = 49.4 \text{ lb-mol/hr} \times 86$		$= \underline{4,248.4 \text{ lb/hr}}$	2.887
			72,714.6 lb/hr

Temperatura = 62°F

Presión = 220 Psig

Densidad = 31.364 lb/pie<sup>3</sup>

G.P.M. = 289.7 (liquido)

Entalpia = - 1,897.5 MBTU/hr.

9.2.- BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA SECCION CRIOGENICA.

Corriente 1.- Vapor

Componente..	P.M	W	% mol
C <sub>1</sub> = 14,259.5 lb-mol/hr x 16	=	228,152.0 lb/hr	86.60
C <sub>2</sub> = 1,235.0 lb-mol/hr x 30	=	37,050.0 lb/hr	7.50
C <sub>3</sub> = 559.8 lb-mol/hr x 44	=	24,631.2 lb/hr	3.40
C <sub>4</sub> = 293.4 lb-mol/hr x 58	=	17,017.2 lb/hr	1.80
C <sub>5</sub> = 65.9 lb-mol/hr x 72	=	4,744.8 lb/hr	0.008
C <sub>6</sub> = 49.4 lb-mol/hr x 86	=	<u>4,248.4 lb/hr</u>	0.002
		315,843.6 lb/hr	

Temperatura = 90°F

Presión = 660 Psig

Densidad = 2.444 lb/pie<sup>3</sup>

ft<sup>3</sup>/seg (P y T) = 36.009

Vaporización (mol, masa) = 1.0; 1.0

Entalpia = 71,043.3 MBTU/hr.

Corriente 2.- Mezcla.

Componente	P.M	W	% mol
C <sub>1</sub> = 12,635.9 lb-mol/hr x 16	=	202,174.4 lb/hr	94.154
C <sub>2</sub> = 648.4 lb-mol/hr x 30	=	19,452.0 lb/hr	4.831
C <sub>3</sub> = 117.2 lb-mol/hr x 44	=	5,156.8 lb/hr	0.873
C <sub>4</sub> = 17.7 lb-mol/hr x 58	=	1,026.6 lb/hr	0.132
C <sub>5</sub> = 1.0 lb-mol/hr x 72	=	72.0 lb/hr	0.008
C <sub>6</sub> = 0.2 lb-mol/hr x 86	=	<u>17.2 lb/hr</u>	0.002
		227,899.0 lb/hr	

Temperatura = - 134.7 °F

Presión = 220 Psig

Densidad = 1.457 lb/pie<sup>3</sup>

G.P.M = 79.4 (Liquido)

ft<sup>3</sup>/seg(P y T) = 43.382 (vapor)

Vaporización (mol; masa) = 0.944 ; 0.914

Entalpia = 28,110.2 MBTU/hr.

Corriente 3.- Mezcla.

Componente	P.M.	W	% mol
C <sub>1</sub> = 1,623.6 lb-mol/hr x 16		= 25,977.6 lb/hr	53.312
C <sub>2</sub> = 566.6 lb-mol/hr x 30		= 17,598.0 lb/hr	19.260
C <sub>3</sub> = 442.7 lb-mol/hr x 44		= 19,478.8 lb/hr	14.535
C <sub>4</sub> = 278.7 lb-mol/hr x 58		= 16,164.6 lb/hr	9.150
C <sub>5</sub> = 64.8 lb-mol/hr x 72		= 4,665.6 lb/hr	2.129
C <sub>6</sub> = 49.2 lb-mol/hr x 86		= <u>4,231.2 lb/hr</u>	1.615
		88,115.8 lb/hr	

Temperatura = - 110.0 °F

Presión = 220 Psig

Densidad = 5.488 lb/pie<sup>3</sup>

G.P.M. = 251.1 (liquido)

ft<sup>3</sup>/seg(P y T) = 3.909 ( de vapor)

Vaporización(mol, masa) = 0.336 ; 0.193

Entalpia = - 5017.1 MBTU/hr.

Corriente 4.- Liquido Saturado.

Componente	P.M	W	% mol
C <sub>1</sub> = 1.2 lb-mol/hr x 16 =		19.20 lb/hr	0.068
C <sub>2</sub> = 756.6 lb-mol/hr x 30 =		22,698.0 lb/hr	44.227
C <sub>3</sub> = 541.6 lb-mol/hr x 44 =		23,830.4 lb/hr	31.660
C <sub>4</sub> = 296.1 lb-mol/hr x 58 =		17,173.8 lb/hr	17.307
C <sub>5</sub> = 55.9 lb-mol/hr x 72 =		4,744.8 lb/hr	3.850
C <sub>6</sub> = 49.4 lb-mol/hr x 86 =		<u>4,248.4 lb/hr</u>	2.887
		72,714.6 lb/hr	

Temperatura = 62°F

Presión = 220 Psig

Densidad = 31.364 lb/pie<sup>3</sup>

G.P.M. = 289.7 (liquido)

Entalpia = - 1,897.5 MBTU/hr.

Corriente 5.- Vapor

Componente	P.M.	W	% mol
$C_1 = 12,146.8$ lb-mol/hr x 16 =		194,346.8 lb/hr	96.633
$C_2 = 407.5$ lb-mol/hr x 30 =		12,225.0 lb/hr	3.242
$C_3 = 15.5$ lb-mol/hr x 44 =		682.0 lb/hr	0.123
$C_4 = 0.3$ lb-mol/hr x 58 =		<u>17.4 lb/hr</u>	0.002
		207,273.2 lb/hr	

Temperatura = 120 °F

Presión = 680 Psig

Densidad = 1.976 lb/pie<sup>3</sup>

ft<sup>3</sup>/seg(P y T) = 29.208

Vaporización (mol; masa) = 1.0; 1.0

Entalpia = 56,513.2 MBTU/hr.

Corriente 6.- Vapor.

Corriente	P.M.	W	% mol
$C_1 = 2,111.6$ lb-mol/hr x 16 =		33,785.6 lb/hr	96.633
$C_2 = 70.8$ lb-mol/hr x 30 =		2,124.0 lb/hr	3.242
$C_3 = 2.7$ lb-mol/hr x 44 =		118.8 lb/hr	0.123
$C_4 = 0.04$ lbmol/hr x 58 =		<u>2.32 lb/hr</u>	0.002
		36,030.72 lb/hr	

Temperatura = 85 °F

Presión = 205.0 Psig

Densidad = 0.639 lb/pie<sup>3</sup>

ft<sup>3</sup>/seg (P y T) = 15.70

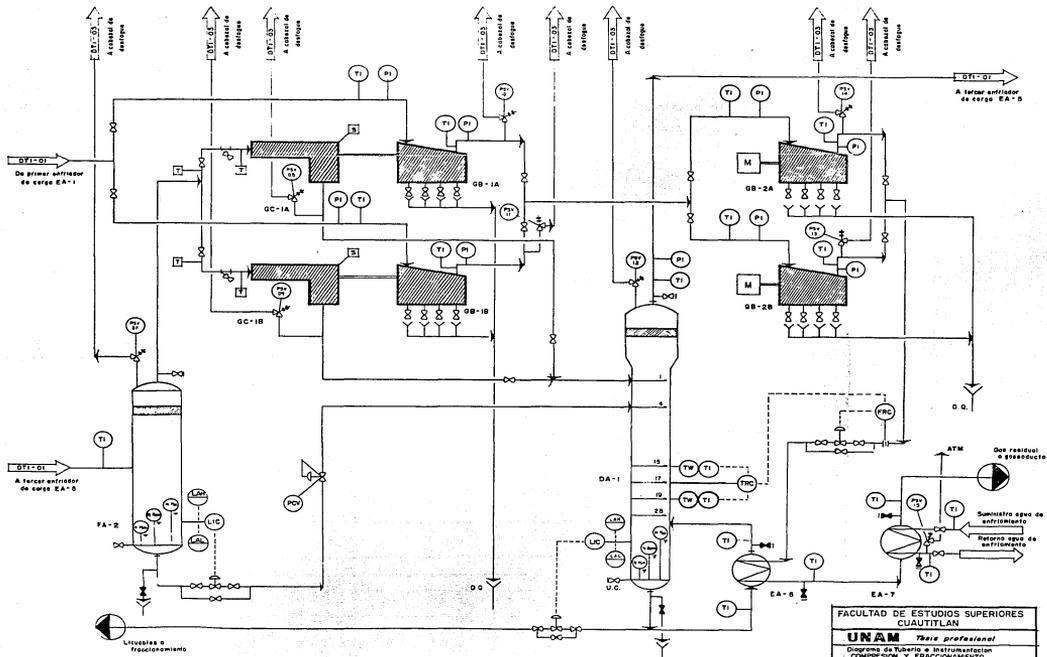
Vaporización (mol, masa) = 1.0; 1.0

Entalpia = 9,587.2 MBTU/hr.

9.3.- LISTA DE EQUIPO DE LA SECCION CRIOGENICA.

<u>CLAVE</u>	<u>SERVICIO</u>	<u>CARACTERISTICAS.</u>
DA-1	Torre Desmetanizadora	D = 4.5 ft, h = 70.0 ft
DA-2, A-D	Deshidratadores	D = 6.5 ft, h = 6.0 ft.
EA-1	Primer enfriador de carga/gas residual	D = 7.0 ft, h = 20.0 ft.
EA-2	Primer enfriador de carga/refrigerante	8.145 MMBTU/HR
EA-3	Segundo enfriador de carga/gas residual	4.963 MMBTU/HR
EA-4	Segundo enfriador de carga/refrigerante	8.638 MMBTU/HR
EA-5	Tercer enfriador de carga/gas residual	8.520 MMBTU/HR
EA-6	Rehervidor torre Desmetanizadora	12.543 MMBTU/hr
EA-7	Enfriador de gas residual	10.262 MMBTU/HR
FA-1	Separador de carga	14.500 MMBTU/HR
FA-2	Separador de alta presión.	D = 3.5 ft, h = 8.0 ft.
GB-1 A-B	Primer compresor de gas residual	D = 7.0 ft, h = 20.0 ft.
GB-2 A-B	Segundo compresor de gas residual	Potencia = 1910 HP
GC-1 A-B	Expansor	Potencia = 8350 HP
		Potencia = 1928 HP.





FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
 CUALTILCÁN  
**UNAM** *Escuela profesional*  
 Programa de Ingeniería en Instrumentación  
 COMERCIO Y FRACCIONAMIENTO

---

I/O Sánchez Arturo Guzmán, 40/214  
 I/O David Arturo Sandoz Lantigua

Cálculo de las valvulas de relevo de presión.

Con ayuda de los documentos básicos DTI's 1 y 2, se deben analizar cuidadosamente cada una de las causas posibles de sobrepresión que puedan llegar a presentarse durante la operación del proceso criógenico y así poder determinar la masa a relevar, el dispositivo de relevo de presión debe diseñarse para la causa de sobrepresión que nos de la mayor masa a relevarse, de esta manera también servirá para los demas causas que llegará a presentarse.

Cálculo de la válvula de relevo y seguridad PSV-01.

Recipiente a proteger: Separador de carga FA-1.

Causas de sobrepresión: Descarga bloqueada

Falla en el control Electrico-Neumático de las válvulas de los deshidratadores.

Masa a relevarse = W = 315,843.6 lbs/hr

Temperatura de operación = 95°F

Presión de operación = 680 Psig

Presión de diseño = 748.0 Psig

Cálculo de la presión de relevo:

Para el caso de descarga bloqueada, los códigos especifican un 10 % de acumulación por lo tanto tenemos que:

$P = 1.1(\text{Presión de diseño del recipiente}) + 14.7$

$P = 1.1(748) + 14.7 = 837.5 \text{ Psia.}$

Cálculo de las propiedades criticas de la mezcla de hidrocarburos, peso molecular promedio para el cálculo del factor de compresibilidad (Z) y el coeficiente de orificio (C).

Gas de carga	(1) % Mol	(3) P.M.	(6) Tc(°R)	(7) Pc(Psia)	(8) (1)x(6)	(9) (1)x(7)	(4) (1)x(3)
C <sub>1</sub>	86.6	16.04	344	673	297.9	582.81	13.89
C <sub>2</sub>	7.5	30.07	550	700	41.25	53.1	2.255
C <sub>3</sub>	3.4	44.09	666	617	22.64	20.978	1.499
nC <sub>4</sub>	1.8	58.12	766	551	13.788	9.918	1.046
nC <sub>5</sub>	0.40	72.15	847	489	3.388	1.956	0.2886
nC <sub>6</sub>	0.30	86.17	915	440	<u>2.745</u>	<u>1.32</u>	<u>0.2585</u>
					<u>381.71</u>	<u>670.0</u>	<u>19.237</u>

Componente	(1) % Mol	(10) MCp (95°F)	(11) (1)(10)
Metano	0.866	8.7166	7.3485
Etano	0.075	12.866	0.9064
Propano	0.034	18.035	0.6131
n-Butano	0.018	24.3168	0.4377
n-Pentano	0.004	30.106	0.1204
n-Hexano	0.003	36.0318	0.1080
			<u>9.7943</u>
			MCp Mezcla

Cálculo del factor de compresibilidad Z, a partir de las propiedades críticas de la mezcla Tc y Pc y las cartas de compresibilidad.

$$Tr = \frac{T}{Tc} = \frac{555^{\circ}R}{381.71^{\circ}R} = 1.45$$

$$Pr = \frac{P}{Pc} = \frac{837.5 \text{ Psia}}{670 \text{ Psia}} = 1.25$$

$$Z(\text{mezcla}) = 0.88$$

Cálculo del coeficiente adiabático K(Cp/Cv), utilizado para calcular el coeficiente de orificio C.

$$K(\text{mezcla}) = \frac{(MCp) \text{ Mezcla}}{(MCp) \text{ Mezcla} - 1.99}$$

$$K = \frac{9.7943}{9.7943 - 1.99} = 1.25$$

Cálculo del coeficiente de orificio a partir de la ecuación 8 del capítulo 7, o a partir de la fig UA-230 del código ASME.

$$C = 520 \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k+1/k-1}}$$

$$C = 520 \sqrt{1.25 \left( \frac{2}{2.25} \right)^{2.25/0.25}} = 542.7$$

Cálculo de la presión crítica de flujo:

A partir de la siguiente ecuación:

$$P_{cf} = P \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1}$$

Donde: P = Es la presión de ajuste + la sobrepresión.

$$P = 822.8 \text{ Psig}$$

$$\frac{P_{cf}}{P} = \left( \frac{2}{2.25} \right)^{1.25/0.25} = 0.5549$$

Como la presión crítica normalmente se encuentra entre un 53-60% de la presión de relevo, la presión crítica existirá, por lo tanto. También podemos determinar esta relación de contrapresión crítica mediante una gráfica ver ref (4), para vapores y gases, entrando a esta gráfica con la relación de calores específicos,  $k = C_p/C_v$ .

La ecuación de diseño para el cálculo del área de relevo, para gases y vapores es la siguiente:

$$A = \frac{W}{C K' K_b P} \sqrt{\frac{T Z}{M}}$$

Donde: A = Área de relevo de la válvula, en pulg<sup>2</sup>.

P = Presión de acumulación ascendente, Psia.

T = Temperatura absoluta de entrada del gas o vapor, °R.

Z = Factor de Compresibilidad.

M = Peso molecular promedio de la mezcla, lb/mol.

C = Coeficiente de expansión.

K' = Coeficiente de descarga de la boquilla (0.975).

K<sub>b</sub> = Factor de dimensionamiento a contrapresión constante y que es una función del porcentaje de la contrapresión absoluta, Psia.

$$P_{ba} = (P_b / (r_s + r_o + 14.7)) \times 100$$

en donde:

Fb = es la contrapresión, Psia.

Ps = es la presión de ajuste, psig

Po = es la sobrepresión.

Para mayores referencias ver graficas del catálogo de fabricantes Farris, el cual da estos factores para el dimensionamiento.

Resumiendo todos estos datos.

Flujo = W = 315,843.6 lbs/hr

C = 342.65

K' = 0.975

P = 837.5 Psia

T = 555 °R

Z = 0.88

M = 19.192 lb/mol

Kb = 1.0

$$A = \frac{315,843.6 \text{ lbs/hr}}{342.65(0.975)(837.5)} \sqrt{\frac{555(0.88)}{19.192}}$$

$$A = 5.694 \text{ pulg}^2$$

Orificios a. escoger del catalogo de los fabricantes:

Orificio N      área efectiva de relevo = 4.34 pulg<sup>2</sup>.

Orificio P      área efectiva de relevo = 6.38 pulg<sup>2</sup>.

Escogemos el orificio inmediato superior al calculado, que en este caso corresponde al orificio P, el tiene una área efectiva de flujo de 6.379 pulg<sup>2</sup>.

De la carta de selección del catalogo de fabricantes "FARRIS", entrando con la presión de ajuste = 748.0 Psig y la temperatura de entrada T = 95 °F, tenemos los siguientes modelos de valvulas:

26PA13      Convencional

Tamaño de la válvula:    Entrada x Salida

4 pulg    x    6 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida, de acuerdo al código ANSI.

Entrada	Salida
RF o RJ	RF
600 #	150 #

Máxima presión de ajuste en Psig.

Para un rango de temperatura de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $100^{\circ}\text{F}$  = 1000 Psig

Máxima contrapresión en Psig para una temperatura de salida de  $400^{\circ}\text{F}$ .

Tipo Convencional  
230 Psig

Material de construcción de la válvula:

Cuerpo y Bonete	Resorte
Acero al carbón	Acero al carbón

Rango de temperatura de entrada de la válvula.

de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $450^{\circ}\text{F}$ .

Cálculo del área de relevo para el caso de un gas expuesto a fuego externo.

Para el caso de fuego externo, la presión de relevo será:

$$P = 1.2(\text{presión de diseño del recipiente}) + 14.7$$

$$P = 1.2(748) + 14.7 = 912.3 \text{ Psia.}$$

Cálculo de la temperatura del gas  $T_1$ .

$$T_1 = \frac{912.3 \text{ Psia}}{694.7 \text{ Psia}} (95 \text{ }^\circ\text{F}) = 124.75 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$K = 1.25$$

De la figura D-3, entrando con  $T_1$  y K tenemos el siguiente valor para el factor  $F'$ :

$$F' = 0.037$$

Cálculo del área de la superficie expuesta al fuego del recipiente.

Características del separador de carga FA-1:

$$D = 3.5 \text{ ft, } h = 8.0 \text{ ft.}$$

Tomando una altura máxima de 25 ft, desde la base del fuego.

Por lo tanto todo el recipiente va a estar cubierto por el fuego.

$$A_s = 3.1416(D)(H) + 1.66\left(\frac{3.1416}{4}\right)(D)^2$$

$$A_s = 3.1416(3.5)(8.0) + 1.66\left(\frac{3.1416}{4}\right)(3.5)^2$$

$$A_s = 103.93 \text{ ft}^2.$$

$$\text{Por lo tanto: } A = \frac{0.037(103.7)}{(837.5)^{1/2}} = 0.1328.$$

Orificio E      Área efectiva de relevo = 0.196 pulg<sup>2</sup>.

Del catálogo de los fabricantes Farris, tenemos los siguientes modelos de valvulas:

26EAL3	Convencional
26EBL3	Balanceda

Tamaño de la válvula:   Entrada x   Salida  
                                  1 pulg       2 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula.

Entrada	Salida
RF o RJ	RF
600 #	150#

Máxima presión de ajuste, Psig.

Para un rango de temperatura de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $100^{\circ}\text{F}$

1400 Psig

Máxima contrapresión, Psig.

Para una temperatura de salida de  $400^{\circ}\text{F}$ .

Tipo Convencional

Tipo Balanceada

230

230

Material de construcción:

Cuerpo y Bonete

Resorte

Acero al Carbón

Acero al carbón

Rango de temperatura de entrada a la válvula:

de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $450^{\circ}\text{F}$ .

Cálculo de las Valvulas de relevo y seguridad PSV-02,03,04 y 05.

Equipos a proteger: Cuatro Deshidratadores, DA-2 A,B,C y D.  
Se tienen dos unidades en operación y dos unidades en regeneración.  
Por lo tanto se tienen que calcular cuatro valvulas de relevo.  
Una por cada equipo, cada equipo manejará la mitad del flujo que sale del separador de carga FA-1.

Causa de Sobrepresión: Por descarga bloqueada, debido al cierre accidental de una válvula manual o por falla neumática-eléctrica de las valvulas de tres vias, las cuales controlan el cambio de un equipo a otro cuando el disecante se ha saturado. Una falla de esta naturaleza puede bloquear accidentalmente el equipo, y por consiguiente necesitaremos de una válvula de relevo.

Masa a relevar =  $W = 157,921.8$  lbs/hr.

Temperatura de operación =  $95^{\circ}\text{F} + 460 = 555^{\circ}\text{R}$ .

Presión de operación =  $680$  Psig.

Presión de diseño del recipiente =  $748$  Psig.

Presión de ajuste de la válvula =  $748$  Psig

Presión de relevo =  $1.1(748) + 14.7 = 837.5$  Psia.

Peso Molecular =  $19.237$  lb/mol.

$T_c(\text{mezcla}) = 381.71$   $^{\circ}\text{R}$

$P_c(\text{mezcla}) = 670$  Psia

$Z = 0.88$  de la carta de compresibilidad entrando con  $T_c$  y  $P_c$ .

$\text{MCp}(\text{mezcla a } 95^{\circ}\text{F}) = 9.7943$

Cálculo del coeficiente adiabático K:

$$K = \frac{\text{MCp}(\text{mezcla})}{\text{MCp}(\text{mezcla}) - 1.99}$$

$$K = \frac{9.7943}{9.7943 - 1.99} = 1.25$$

$C = 342.7$

$$A = \frac{157,921.8 \text{ lbs/hr}}{342.7(0.975)(837.5)} \sqrt{\frac{555(0.88)}{19.237}}$$

$A = 2.8435$  pulg<sup>2</sup>

Tipo de orificio: L

Area efectiva = 2.853 pulg<sup>2</sup>.

Como el valor del área de relevo calculada se encuentra muy cercano al valor del área efectiva de relevo, el orificio seleccionado será el M, el cual tiene una área efectiva de relevo de 3.60 pulg<sup>2</sup>.

Esto se hace para dar un margen de seguridad adicional.

Entrando con la presión de ajuste y la temperatura de entrada a la válvula, a la carta de selección del catálogo Farris.

26MA13 Convencional

26MB13 Balanseal.

Tamaño de la válvula:

Entrada x Salida

4 pulg x 6 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula según el código ANSI.

Entrada          Salida

RF o RJ          RF

600 #          150#

Máxima presión de ajuste, Psig.

Para un rango de temperatura de -20°F a 100°F = 1000 Psig

Máxima contrapresión permisible en Psig.

Para una temperatura de salida de 400 °F.

Tipo convencional          Tipo balanceada

230

150

Material de construcción:

Cuerpo y Bonete

Resorte

Acero al Carbón

Acero al carbón

Rango de temperatura de entrada a la válvula;

De -20°F a 450°F.

Cálculo de la válvula de relevo y seguridad PSV-06.

Equipo a proteger: Intercambiador de calor EA-1.

Causa de sobrepresión.- Descarga bloqueada.

Masa a relevar =  $W = 207,273.2$  lbs/hr

Presión de operación = 205.0 Psig

Temperatura de operación =  $85^{\circ}\text{F}$

La presión de diseño del Intercambiador de calor EA-1, por el lado de la coraza es:  $P = 225.5$  Psig

Presión de ajuste de la válvula = 225.5 Psig

Presión de relevo = 1.1(presión de diseño del Intercambiador EA-1 por el lado de la coraza) + 14.7

$P = 1.1(225.5) + 14.7 = 262.75$  Psia.

Peso Molecular = 16.53 lb/mol

$T_c(\text{mezcla}) = 351.082^{\circ}\text{R}$

$P_c(\text{mezcla}) = 674.063$  Psia

$T_r(\text{mezcla}) = 1.5523$

$P_r(\text{mezcla}) = 0.3898$

$Z = 0.97$

$K(\text{mezcla}) = 1.2928$

Coefficiente de expansión  $C = 346$ , de la fig UA-230 Código ASME.

Cálculo de la relación de presión crítica  $P_{cf}/P$ .

$$P_{cf} = P \left( \frac{2}{2.2928} \right)^{1.2928/0.2928} = P(0.547)$$

% de flujo crítico = 54.7 %

Como el porcentaje de flujo crítico, normalmente se encuentra entre un 53-60% de la presión de relevo, por lo tanto tendremos flujo crítico a la descarga.

$$A = \frac{207,273.2 \text{ lbs/hr}}{346(0.975)(262.75 \text{ Psia})} \sqrt{\frac{545(0.97)}{16.530}}$$

$$A = 13.22 \text{ pulg}^2$$

Orificio al que corresponde  $R$ , Area efectiva = 16.0 pulg<sup>2</sup>.

Del Catálogo de fabricantes "Farris".

Entrando con la presión de ajuste y la temperatura de entrada, tenemos los siguientes modelos de válvulas:

26RA12 Convencional  
26RB12 Balanseal

Tamaño de la válvula:

Entrada x Salida  
6 pulg 10 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida según el código ANSI.

Entrada	Salida
RF o RJ	RF
300 #	150 #

Máxima presión de ajuste, Psig.

Para un rango de temperatura de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $100^{\circ}\text{F}$ .

P = 230 Psig

Máxima Contrapresión., Psig. Para una temperatura de salida  $400^{\circ}\text{F}$ .

Tipo Convencional	Tipo Balanceada
100 Psig	100 Psig

Material de construcción de la válvula.

Cuerpo y Bonete	Resorte
Acero al carbón	Acero al carbón

Rango de temperatura de entrada:

de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $450^{\circ}\text{F}$ .

Cálculo de la válvula de relevo y seguridad PSV-07.

Equipo a proteger: Separador de alta presión FA-2.

Causas de sobrepresión: a) Descarga Bloqueada

b) Fuego Externo.

a) para el caso de descarga bloqueada, la masa a relevar será la que normalmente sale por la parte superior del separador de alta presión FA-2.

$W = 227,899.0 \text{ lbs/hr.}$

Presión de operación FA-2 = 640 Psig.

Temperatura de operación =  $-67^{\circ}\text{F}$ .

Presión de relevo =  $1.1(\text{Presión de diseño del recipiente}) + 14.7$

Presión de diseño del recipiente = 740 Psig

Presión de ajuste del resorte = 740 Psig

Temperatura de relevo =  $-67^{\circ}\text{F} + 460 = 393^{\circ}\text{R}$ .

Presión de relevo =  $1.1(740) + 14.7 = 829 \text{ Psig.}$

Peso Molecular = 17.2 lb/mol

$T_c(\text{mezcla}) = 350.5^{\circ}\text{R}$

$P_c(\text{mezcla}) = 668 \text{ Psia}$

$T_r(\text{mezcla}) = 1.1212$

$P_r(\text{mezcla}) = 1.24$

Factor de Compresibilidad  $Z = 0.65$

$MCp(\text{mezcla}) = 7.5571$

$K(\text{mezcla}) = 1.35$

$G = 351.6$

$K' = 0.975$

$$A = \frac{227,899.0 \text{ lbs/hr}}{351.6(0.975)(829 \text{ Psia})} \sqrt{\frac{393(0.64)}{17.2 \text{ lb/mol}}}$$

Area de relevo =  $3.066 \text{ pulg}^2$

Orificio al que corresponde = M

Entrando a la carta de Selección del catálogo de fabricantes "Farris", con la presión de ajuste = 740 Psig y con la temperatura de entrada =  $-67^{\circ}\text{F}$ , tenemos los siguientes modelos de válvulas:

26MA63      Convencional

26MB63      Balanseal

Con el dato del modelo de la válvula, tenemos de la tabla de selección del catálogo "Farris" los siguientes datos:

Tamaño de la válvula:

Entrada x Salida

4 pulg 6 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula según el código ANSI.

Entrada Salida

RF o RJ RF

600 # 150 #

Máxima presión de ajuste, Psig.

Para un rango de temperaturas de  $-75^{\circ}\text{F}$  a  $-21^{\circ}\text{F}$  = 1100 Psig.

Máxima Contrapresión, Psig.

Para una temperatura de salida de  $400^{\circ}\text{F}$ .

Tipo Convencional Tipo Balanseal

230

160

Material de construcción de la válvula:

Cuerpo y Bonete Resorte

3 1/2 Niquel Acero al carbón

Acero

Rango de temperatura de entrada.

De  $-21^{\circ}\text{F}$  a  $-75^{\circ}\text{F}$ .

b) Cálculo de la válvula de relevo y seguridad para el caso de fuego externo.

Cálculo del calor total absorbido en la superficie húmeda del recipiente.

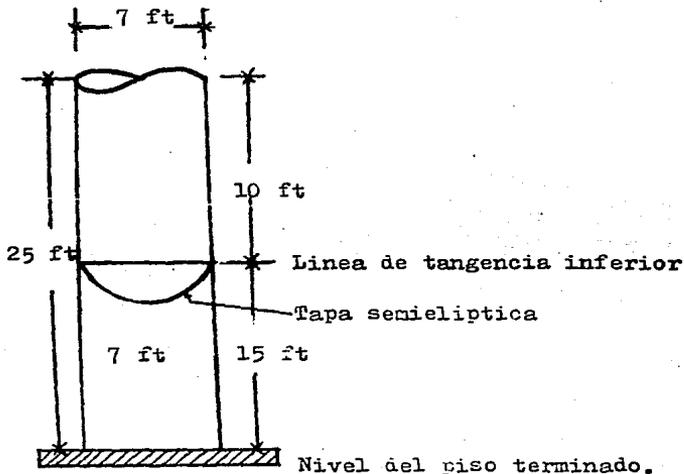
$$Q = 21,000 F(A_m)^{0.82}$$

$F = 1.0$  para recipientes desnudos.

Características del recipiente, PA-2.  $D = 7$  pies

$H = 20$  pies

$A_m$  = área humedecida por el líquido contenido en el recipiente, considerando una altura de 25 pies, desde el nivel del piso terminado.



$$A_m = 3.1416 \times D \times H + 1.66 \left( \frac{3.1416}{4} D^2 \right)$$

$$A_m = 3.1416(7 \text{ ft})(10 \text{ ft}) + 1.66 \left( \frac{3.1416}{4} \right) (7 \text{ ft})^2 = 284.0 \text{ ft}^2$$

Calor total absorbido por la superficie húmeda del recipiente:

$$Q = 21,000(1.0)(284)^{0.82} = 2,157,448.0 \text{ BTU/hr.}$$

El peso molecular del líquido contenido en el fondo del recipiente PA-2 es: P.M. = 29.0 lb/mol.

Presión de relevo para el caso de fuego es:

$$P = 1.2(\text{presión de diseño del recipiente}) + 14.7$$

$$P = 1.2(740 \text{ psig}) + 14.7 = 902.7 \text{ Psia}$$

Con el peso molecular promedio del líquido contenido en el recipiente y la presión de relevo, entramos a la gráfica del calor latente y temperatura de relevo para mezclas de hidrocarburos ligeros y encontramos el calor latente de vaporización, ver gráfica en los anexos.

obtenemos un calor latente,  $Q = 84.0 \text{ BTU/lbm}$

La masa a relevar será por lo tanto:

$$W = Q/Q = \frac{2,157,448.0 \text{ BTU/hr}}{84 \text{ BTU/lbm}} = 25,683.9 \text{ lbs/hr}$$

Método de cálculo para la determinación de la temperatura de relevo y la composición de la masa a relevar:

- Suponemos una temperatura de relevo  $T^+$ .
- Con  $T^+$  y la presión de relevo, leemos en las gráficas de las constantes de equilibrio,  $K$ 's (ver anexos) los valores correspondientes para cada uno de los componentes.
- Con las  $K$ 's para cada uno de los componentes, calculamos la sumatoria de las composiciones en la fase líquida y fase vapor  $X$ 's y  $Y$ 's para la mezcla de hidrocarburos y si las sumatorias correspondientes dan aproximadamente 1.000 esta será la solución correcta.
- Si las sumatorias de las  $X$ 's y  $Y$ 's no dan 1.000, tendremos que suponer otra temperatura de relevo  $T^+$  y volver a iniciar los cálculos anteriores.

Ecuaciones utilizadas para el cálculo:

$$X_i = \frac{Y_i}{\sum_{i=1}^n \frac{Y_i}{L + VK_i}} = 1.000 \quad ; \quad Y_i = \sum_{i=1}^n K_i X_i$$

Donde:  $N_i$  es la composición en la fase líquida de cada uno de los componentes de la mezcla.

$V$  es la fracción vaporizada del líquido contenido en el recipiente y  $L$  es la fracción restante de líquido que no alcanza a vaporizarse.

La vaporización ya ha sido calculada por la masa a relevar para el caso de fuego y es:  $V = 0.3532152$  y  $L = 0.6467848$

Suponiendo una temperatura  $T^+ = 0^\circ\text{F}$ .

Gas	Composic	Ki	VKi	L + VKi	Xi	Yi
C <sub>1</sub>	0.53312	2.2	0.777072	1.423858	0.374419	0.8237225
C <sub>2</sub>	0.19260	0.5	0.176607	0.823392	0.233910	0.1169552
C <sub>3</sub>	0.14535	0.153	0.054041	0.700826	0.207397	0.0317319
nC <sub>4</sub>	0.09150	0.052	0.018543	0.665328	0.137526	0.0072201
nC <sub>5</sub>	0.02129	0.021	0.007417	0.654202	0.032543	0.0006834
nC <sub>6</sub>	0.01615	0.0044	0.001554	0.648338	0.0249098	0.0001096
					<u>1.0107067</u>	<u>0.9804227</u>

Como las sumatorias de las X's y las Y's no dan exactamente 1.000 tendremos que suponer otra temperatura y volver a reiniciar los cálculos anteriores.

Suponiendo ahora una temperatura  $T^+ = 5^\circ\text{F}$ .

Gas	Composic	Ki	VKi	L + VKi	Xi	Yi
C <sub>1</sub>	0.53312	2.3	0.812395	1.459179	0.3653559	0.8403187
C <sub>2</sub>	0.19260	0.51	0.180139	0.826924	0.2329112	0.1187847
C <sub>3</sub>	0.14535	0.156	0.0551016	0.701885	0.2070848	0.0323052
nC <sub>4</sub>	0.09150	0.058	0.0204865	0.667271	0.1371256	0.0079533
nC <sub>5</sub>	0.02129	0.023	0.0081239	0.654908	0.0325083	0.0007477
nC <sub>6</sub>	0.01615	0.008	0.0028257	0.649610	0.0248611	0.0001989
					<u>0.9998469</u>	<u>1.0003085</u>

Como los valores de las sumatorias estan muy cercanas al valor buscado, tomaremos como bueno este resultado por lo tanto:

Temperatura de relevo =  $T^+ = 5^\circ\text{F} + 460 = 465^\circ\text{R}$

Con esta temperatura y con la composición de la fase vapor, calculamos las propiedades criticas de la mezcla.

Gas	% Mol	P.M.	P.Ma.	Tc( $^\circ\text{R}$ )	Pc(Psia)	(1)x(6)	(1)x(7)
C <sub>1</sub>	0.84031	16.04	13.4785	344	673	289.066	565.528
C <sub>2</sub>	0.11878	30.07	3.5717	550	708	65.329	84.096
C <sub>3</sub>	0.03230	44.09	1.42433	666	617	21.5118	19.9323
nC <sub>4</sub>	0.00795	58.12	0.46205	766	551	6.0897	4.32045
nC <sub>5</sub>	0.00074	72.15	0.05394	847	489	0.6333	0.36562
nC <sub>6</sub>	0.00019	86.17	0.01713	915	440	0.18199	0.037516
			<u>19.0</u>			<u>382.810</u>	<u>674.39 Psia</u>

Gas	(1) % Mol	(10) M <sub>Cp</sub> (5°F)	(11) (1)x(10)
C <sub>1</sub>	0.84031	8.0434	6.7589
C <sub>2</sub>	0.11878	11.3740	1.3510
C <sub>3</sub>	0.05230	15.6050	0.5054
nC <sub>4</sub>	0.00795	21.3432	0.1696
nC <sub>5</sub>	0.00074	26.4340	0.01956
nC <sub>6</sub>	0.00019	31.7082	0.006024
			8.81 = M <sub>Cp</sub> (mezcla)

Por lo tanto tenemos que:

Peso molecular = 19.0 lb/mol

T<sub>c</sub>(mezcla) = 382.81 °R

P<sub>c</sub>(mezcla) = 674.39 Psia

T<sub>r</sub>(mezcla) = 1.214

P<sub>r</sub>(mezcla) = 1.338

Factor de compresibilidad, Z = 0.74

Cóeficiente de expansión adiabático, K = 1.29

Cóeficiente de orificio, C = 346.03

Cóeficiente de descarga de la boquilla, K' = 0.975

Relación de presión crítica a través de la válvula, P<sub>cf</sub>/P.

P<sub>cf</sub>/P = 0.5475

Porcentaje de flujo crítico = 54.75 %

Por lo tanto tenemos flujo crítico a través de la válvula, y la ecuación para el cálculo del orificio será la siguiente:

$$A = \frac{25,683.9 \text{ lbs/hr}}{346.03(0.975)(902.7 \text{ Psia})} \sqrt{\frac{465(0.74)}{19.0 \text{ lb/mol}}}$$

$$A = 0.3588 \text{ pulg}^2$$

Orificio al que corresponde, G.

Area efectiva de relevo = 0.503 pulg<sup>2</sup>

Entrando a la carta de selección del catálogo de fabricantes "Farris" (ver anexos) con la presión de ajuste de la válvula y la temperatura de entrada, tenemos los siguientes modelos de válvulas de acero de la serie 2600.

Con el modelo de válvula entramos a la tabla de selección, en la cual encontramos las siguientes características de las mismas.

Tamaño de la válvula:

Entrada x	Salida
1 1/2 pulg	2 1/2 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula según el código ANSI.

Entrada	Salida
RF o RJ	RF
600 #	150 #

Máxima presión de ajuste en Psig.

Para un rango de temperatura de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $100^{\circ}\text{F}$  = 1440 Psig

Máxima contrapresión, Psig.

Para una temperatura de hasta  $400^{\circ}\text{F}$ .

Tipo Convencional	Tipo Balanseal
230	230

Material de construcción de la válvula.

Cuerpo y Bonete	Resorte
Acero al carbón	Acero al carbón

Rango de temperatura de entrada., de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $450^{\circ}\text{F}$

Cálculo de las válvulas de relevo y seguridad PSV-06 y 09.

Equipos a proteger: Turboexpansores GC-1 A, B.

Presión alta de operación = 640 Psig

Presión baja de operación = 220 Psig

Temperatura de entrada al turboexpansor =  $-67^{\circ}\text{F}$

Temperatura de salida del turboexpansor =  $-135^{\circ}\text{F}$

Temperatura de relevo =  $-135^{\circ}\text{F} + 460 = 325^{\circ}\text{R}$ .

Presión de diseño del turboexpansor por el lado de baja presión.

$P_d = 242$  Psig

Presión de ajuste del resorte = 242 Psig

Causas de sobrepresión:

Por descarga bloqueada a la salida del turboexpansor o por paracodel mismo durante su operación normal.

Presión de relevo =  $1.1(\text{presión de diseño del turboexpansor, por el lado de baja presión}) + 14.7$

$P = 1.1(242) + 14.7 = 280.9$  Psia.

Peso molecular de la mezcla = 17.2 lb/mol

$T_c(\text{mezcla}) = 350.5^{\circ}\text{R}$

$P_c(\text{mezcla}) = 668$  Psia

$T_r(\text{mezcla}) = 0.9285$

$F_r(\text{mezcla}) = 0.42$

Factor de compresibilidad  $Z = 0.78$

$M_{Cp}(\text{mezcla}) = 0.859$

Coeficiente de expansión adiabático  $K(C_p/C_v)$ :

$K = 1.4087$

$P_{cf}/P = 0.53$

Coeficiente de expansión  $C = 356.82$

Cálculo del área de relevo:

$$A = \frac{227,899.3 \text{ lbs/hr}}{356.82(0.975)(280.9 \text{ Psia})} \sqrt{\frac{325(0.78)}{17.2 \text{ lb/mol}}}$$

$$A = 8.9528 \text{ pulg}^2.$$

Orificio al que corresponde, Q.

Área efectiva = 11.05 pulg<sup>2</sup>.

Entrando a la carta de selección con la presión de ajuste y la temperatura de entrada,  $P_2 = 242$  Psig y  $T = -135^{\circ}\text{F}$ .

26QA72 Convencional

26QB72 Balarseal

De la tabla de selección de las válvulas obtenemos las siguientes características de los dos modelos escogidos:

Tamaño de la Válvula: Entrada x Salida  
6 pulg 8 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula según el código ANSI.

Entrada	Salida
RF o RJ	RF
300 #	150 #

Máxima presión de ajuste, Psig.

Para un rango de temperatura de  $-150^{\circ}\text{F}$  a  $-76^{\circ}\text{F}$  = 250 Psig

Máxima Contrapresión., Psig

Para una temperatura de salida de  $400^{\circ}\text{F}$ .

Tipo Convencional	Tipo Balanseal
115	115

Material de Construcción de la válvula.

Cuerpo y Boneta	Resorte
3 1/2 Niquel	Austenitic
Acero	Acero Inoxidable

Rango de temperatura de entrada.

De  $-76^{\circ}\text{F}$  a  $-150^{\circ}\text{F}$

Cálculo de las válvulas de relevo y seguridad PSV-10 y 11.

Equipo a proteger: Compresores de primera etapa, GB-1 A,B.

Presión de operación compresor a la succión = 205 Psig

Presión de operación compresor a la descarga = 267 Psig

Temperatura de entrada gas residual = 85°F

Temperatura de salida del gas residual = 126°F

Masa a relevar = W = 207,789.03 lbs/hr

Causas de sobrepresión:

Por descarga bloqueada, paro del compresor por alta temperatura del gas a la descarga etc.

Presión de diseño del compresor a la descarga = 293.7 Psig

Presión de ajuste de la válvula = 293.7 Psig

Presión de relevo = 1.1(presión de diseño del compresor a la descarga) + 14.7 = 1.1(293.7 Psig) + 14.7 = 337.77 Psia.

Temperatura de salida = 126.9°F + 460 = 586.9°R

T<sub>c</sub>(mezcla) = 351.082 °R

P<sub>c</sub>(mezcla) = 674.063 Psia

T<sub>r</sub>(mezcla) = 1.67

P<sub>r</sub>(mezcla) = 0.501

Factor de compresibilidad, Z = 0.972

P<sub>cf</sub>/P = 0.547

M<sub>Cp</sub>(mezcla) = 8.7854

K(mezcla) = 1.2928

Peso Molecular promedio = 16.53 lb/mol

Porcentaje de flujo critico = 54.7

Cálculo del area de relevo:

$$A = \frac{207,789.03 \text{ lbs/hr}}{346(0.975)(337.77 \text{ Psia})} \sqrt{\frac{586.9(0.972)}{16.53 \text{ lb/mol}}}$$

$$A = 10.7127 \text{ pulg}^2$$

Orificio al que corresponde, Orificio Q

Area efectiva de flujo = 11.05 pulg<sup>2</sup>.

Entrando a la carta de selección del catálogo de fabricantes, "Farris" con la presión de ajuste y la temperatura de entrada a la válvula, escogemos los siguientes modelos de valvulas, de la serie 2600.

26QA12    Convencional  
26QB12    Balanseal

De la tabla de selección de las válvulas serie 2600, obtenemos las siguientes características de los dos modelos escogidos:

**Tamaño de la válvula:**

Entrada x Salida

6 pulg    8 pulg

**Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula según el código ANSI.**

Entrada    Salida

RF o RJ    RF

300 #    150 #

**Máxima presión de ajuste, Psig.**

Para un rango de temperatura de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $100^{\circ}\text{F}$  = 300 Psig

$450^{\circ}\text{F}$  = 300 Psig

**Máxima Contrapresión., Psig.**

Para una temperatura de salida de  $400^{\circ}\text{F}$

Tipo Convencional

Tipo Balanseal

115

115

**Material de Construcción de la válvula.**

Cuerpo y Bonete

Resorte

Acero al carbón

Acero al carbón

**Rango de temperatura de entrada, de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $450^{\circ}\text{F}$ .**

Cálculo de la válvula de relevo y seguridad PSV-12.

Equipo a proteger: Torre Desmetanizadora DA-1.

Causas de Sobrepresión:

- a) Por Descarga bloqueada o por paro de alguno de los compresores de primera o segunda etapa.
- b) Por fuego externo alrededor del recipiente.
- a) La masa a relevar para el caso de descarga bloqueada es la que normalmente sale por el domo de la torre.

$$W = 243,303.92 \text{ lbs/hr}$$

$$\text{Temperatura de relevo} = -134.7^{\circ}\text{F} + 460 = 325.3^{\circ}\text{R}$$

$$\text{Presión de operación} = 220 \text{ Psig}$$

$$\text{Presión de diseño} = 242.0 \text{ Psig}$$

$$\text{Presión de ajuste del resorte} = 242.0 \text{ Psig}$$

$$\text{Presión de relevo} = 1.1(\text{presión de diseño}) + 14.7$$

$$P = 1.1(242.0 \text{ Psig}) + 14.7$$

Peso Molecular Promedio = 16.53 lb/mol

$$T_c(\text{mezcla}) = 350.248^{\circ}\text{R}$$

$$P_c(\text{mezcla}) = 673.29 \text{ Psia}$$

$$T_r(\text{mezcla}) = 0.9287$$

$$P_r(\text{mezcla}) = 0.4142$$

Factor de Compresibilidad,  $Z = 0.79$

$$M_{Cp}(\text{mezcla}) = 6.859$$

Coeficiente adiabático  $K(C_p/C_v) = 1.4087$

Coeficiente de orificio,  $C = 356.82$

Coeficiente de descarga de la boquilla,  $K' = 0.975$

Cálculo del tamaño del orificio:

$$A = \frac{243,303.92 \text{ lbs/hr}}{356.82(0.975)(280.9 \text{ Psia})} \sqrt{\frac{325.3(0.79)}{16.529 \text{ lb/mol}}}$$

$$A = 9.8169 \text{ pulg}^2$$

Orificio al que corresponde, Q.

Área efectiva de relevo = 11.05 pulg<sup>2</sup>.

De la carta de selección de los fabricantes, entrando con la presión de ajuste y la temperatura de entrada tenemos:

Los siguientes modelos de valvulas de acero de la serie 2600.

26QA72 Convencional  
26QB72 Balanseal

Tamaño de la válvula:

Entrada x Salida  
6 pulg 8 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula según el código ANSI.

Entrada	Salida
RF o RJ	RF
300 #	150 #

Máxima presión de ajuste, Psig.

Para un rango de temperatura de  $-150^{\circ}\text{F}$  a  $-76^{\circ}\text{F}$  = 250 Psig

Máxima Contrapresión., Psig.

Para una temperatura de salida de  $400^{\circ}\text{F}$ . =

Tipo Convencional	Tipo Balanseal
115	115

Material de construcción de la válvula:

Cuerpo y Bonete	Resorte
3 1/2 Niquel	Austenitic
Acero	Acero Inoxidable.

Rango de temperatura de entrada de  $-76^{\circ}\text{F}$  a  $-150^{\circ}\text{F}$ .

Con Anillo O-Ring

De la carta de selección "Farris", entrando con la presión de ajuste y la temperatura de entrada, el material seleccionado para el anillo O-Ring corresponde al Silicone (70)

b) Cálculo de la válvula de relevo y seguridad PSV-12, para el caso de fuego externo.

De la ecuación dada en el código API-RP 520 Design (17)

Cálculo del calor absorbido, Q.

$$Q = 21,000 F A_h^{0.82}$$

Donde: F = 1.0 ., para recipientes desnudos.

$A_h$  = Area humedecida por el liquido contenido en el recipiente.

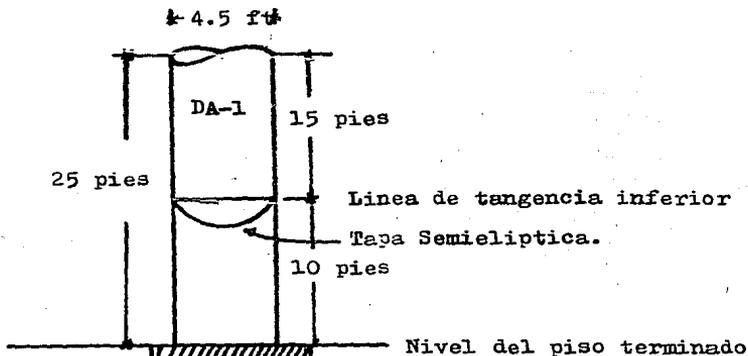
Dimensiones del Recipiente.

DA-1, Torre Desmetanizadora:  $D_1 = 4.5$  pies ,  $h_1 = 70.0$  pies.

$D_2 = 6.5$  pies ,  $h_2 = 6.0$  pies

Para el caso de fuego alrededor de la torre, se consideran 25 pies desde el nivel del piso terminado.

Por lo tanto tendremos que son 15 pies de altura del recipiente los que son rodeados por el fuego.



$$A_h = \pi \times D \times h + 1.66 \left( \frac{\pi}{4} D^2 \right)$$

Donde:  $A_h$  = Area humedecida por el liquido, pies<sup>2</sup>.

D = Diámetro menor de la torre en pies.

h = Altura en pies (se tomo esta desde la línea de tangencia inferior de la torre, hasta 25 pies de altura desde el nivel del piso terminado).

$$\text{Superficie de la tapa semi-elíptica} = 1.66 \left( \frac{\pi}{4} D^2 \right)$$

$$A_n = 3.1416(4.5 \text{ ft})(15.0 \text{ ft}) + 1.66\left(\frac{3.1416}{4}\right)(4.5 \text{ ft})^2$$

$$A_n = 238.46 \text{ ft}^2$$

Para determinar el calor latente de vaporización, necesitamos calcular el peso molecular promedio de la mezcla de hidrocarburos y la presión de relevo.

La presión de relevo para el caso de fuego externo es:

$$P = 1.2(\text{presión de diseño del recipiente}) + 14.7$$

$$P = 1.2(242.0 \text{ Psig}) + 14.7 = 305.1 \text{ Psia.}$$

El peso molecular de los hidrocarburos que están en el fondo de la torre, y que son los que se vaporizan en caso de fuego es:

Componente	Composición	P.Ma.	PM.promedio
Metano	0.00068	16.04	0.0109
Etano	0.44227	30.07	13.3000
Propano	0.31660	44.09	13.9600
n-Butano	0.17307	58.12	10.0540
n-Pentano	0.03850	72.15	2.7770
n-Hexano	0.02887	86.17	2.4880
			PM = 42.5800

Con la presión de relevo,  $P = 305.1 \text{ Psia}$  y el peso molecular promedio entramos a la gráfica del calor latente de vaporización y la temperatura de relevo de mezclas de hidrocarburos ligeros, ver anexos, obteniendo un calor latente de vaporización de  $126 \text{ BTU/lb}$  y una temperatura de relevo de  $102^\circ\text{F}$ .

Cálculo de la masa a relevar para el caso de fuego externo.

$$Q = 21,000(1)(238.46 \text{ ft}^2)^{0.82} = 1,869,390.5 \text{ BTU/hr}$$

$$W = \frac{Q}{\lambda} = \frac{1,869,390.5 \text{ BTU/hr}}{126 \text{ BTU/lbm}} = 14,836.43 \text{ lbs/hr}$$

Como conocemos la vaporización,  $V$ .

$$L = 1 - V = 1.0 - 0.2040365 = 0.7959635$$

$$\text{Fracción de líquido no vaporizada} = 0.7959635$$

Aunque conocemos la fracción de hidrocarburos vaporizados, desconocemos su composición y su temperatura, que en este caso es la temperatura de relevo.

método de cálculo.

- a) Suponemos una temperatura  $T^+$
- b) A la temperatura  $T^+$ , calculamos gráficamente la constante de equilibrio,  $K=y/x$  para cada uno de los componentes de la mezcla hidrocarburos.
- c) Con las constantes de equilibrio,  $K$ 's hacemos la sumatoria de las composiciones en la fase liquido y en la fase vapor y si esta da 1.000 para cada una de las fases, esta será la solución. En caso contrario, tendremos que suponer otra  $T^+$  y volver a reiniciar los cálculos anteriores, hasta que nos de el valor deseado.

Como primera aproximación suponemos una  $T^+ = 60^{\circ}\text{F}$ .

Compon	Ni	Ki	VKi	L + VKi	Ki	Yi
C <sub>1</sub>	0.00068	8.6	1.7547	2.55066	0.0002666	0.0022927
C <sub>2</sub>	0.44227	1.8	0.3672	1.16322	0.3802090	0.6843763
C <sub>3</sub>	0.31660	0.56	0.11426	0.91022	0.3478269	0.1947830
nC <sub>4</sub>	0.17307	0.18	0.03672	0.332690	0.2078445	0.0374120
nC <sub>5</sub>	0.03850	0.067	0.01367	0.809633	0.0475524	0.0031860
nC <sub>6</sub>	0.02887	0.025	0.00510	0.001063	0.0360396	0.0009010
					1.015739	0.9229510

Como la sumatoria de las composiciones en la fase vapor y en la fase liquido no dan exactamente 1.000, este no es el resultado correcto y por lo tanto se tendrá que suponer otra temperatura  $T^+$  y volver a reiniciar el método de cálculo.

Suponemos ahora una  $T^+ = 95^{\circ}\text{F}$ .

compon	Ni	Ki	VKi	L + VKi	Ki	Yi
C <sub>1</sub>	0.00068	8.7	1.77511	2.571081	0.0002645	0.002331
C <sub>2</sub>	0.44227	1.90	0.39951	1.195875	0.3698296	0.724886
C <sub>3</sub>	0.31660	0.65	0.13466	0.930627	0.3402005	0.2245324
nC <sub>4</sub>	0.17307	0.22	0.04468	0.840851	0.2058271	0.0450620
nC <sub>5</sub>	0.03850	0.086	0.01734	0.813510	0.0472257	0.0040700
nC <sub>6</sub>	0.02887	0.034	0.00693	0.802900	0.0369971	0.0112225
					0.9994049	1.0022733

Por lo tanto la composición de la fase líquido y vapor será la calculada en el segundo intento ya que esta muy cercana a 1.000. La Temperatura de relevo será la que se supuso.

$$T = 95^{\circ}\text{F} + 460 = 555^{\circ}\text{R}$$

Utilizando la composición de la fase vapor ya calculada para la determinación de las propiedades críticas del vapor a relevar.

Gas	(1) %Mol	(3) P.M	(4) (1)x(3)	(6) Tc(°R)	(7) Pc(Psia)	(8) (1)x(6)	(9) (3) x(7)
C <sub>1</sub>	0.002301	16.04	0.036908	344	673	0.791544	1.54857
C <sub>2</sub>	0.724866	30.07	21.796721	550	708	398.676300	513.20513
C <sub>3</sub>	0.224532	44.09	9.899633	666	617	149.53850	138.53649
nC <sub>4</sub>	0.045282	58.12	2.631789	766	551	34.68600	24.95038
nC <sub>5</sub>	0.004070	72.15	0.293650	847	489	3.44729	1.99023
nC <sub>6</sub>	0.001222	86.17	<u>0.105342</u>	915	440	<u>1.118587</u>	<u>0.53790</u>
			34.764000			588.258000	680.76870

Peso molecular promedio = 34.764 lb/mol

$$T_c(\text{mezcla}) = 588.258^{\circ}\text{R.}$$

$$P_c(\text{mezcla}) = 680.76 \text{ Psia}$$

$$T_r(\text{mezcla}) = 0.94346$$

$$P_r(\text{mezcla}) = 0.4481$$

$$\text{Factor de compresibilidad, } Z = 0.786$$

Cálculo del coeficiente adiabático,  $K(C_p/C_v)$ .

Componente	Composición	MCp(95°F)	(1)x(10)
Metano	0.002301	8.7166	0.0200569
Etano	0.724866	12.8660	9.3406233
Propano	0.2245324	18.0350	4.0494418
n-Butano	0.0452820	24.3168	1.1011133
n-Pentano	0.0040700	30.1060	0.1225314
n-Hexano	0.0012225	36.0318	0.0440489

$$\underline{\underline{14.677816}}$$

$$MCp(\text{mezcla a } 95^{\circ}\text{F})$$

$$K = \frac{14.6778}{14.6778 - 1.99} = 1.1568$$

Con este valor de K, obtenemos un valor para C = 332

Cálculo de la relación de presión crítica.

$$P_{cf}/P = \left( \frac{2}{2.1568} \right) 1.1568 / 0.1568$$

$$P_{cf}/P = 0.5730$$

%P<sub>cf</sub> = 57.3 ., Por lo tanto tenemos flujo crítico, a la descarga de la válvula.

Cálculo del tamaño del orificio.

$$A = \frac{14,836.43 \text{ lbs/hr}}{332(0.975)(305.1)} \sqrt{\frac{555(0.786)}{34.764 \text{ lb/mol}}}$$

$$A = 0.53215 \text{ pulg}^2$$

Orificio al que corresponde: H.

$$\text{Área efectiva de flujo} = 0.785 \text{ pulg}^2$$

De la carta de selección del catálogo "Farris" tenemos las siguientes válvulas de la serie 2600, entrando con la presión de ajuste y la temperatura de relevo.

26HA12 Convencional  
26HB12 Balanseal

Tamaño de la válvula:

Entrada x Salida  
2 pulg 3 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula según el código ANSI.

Entrada	Salida
RF o RJ	RF
300 #	150 #

Máxima presión de ajuste, en Psig.

Para un rango de temperatura de salida de -20°F a 100°F  
720 Psig

Máxima contrapresión, Psig.

Para una temperatura de salida de 400°F.

Tipo Convencional	Tipo balanceada
230	230

Material de construcción de la válvula.

Cuerpo y Bonete	Resorte
Acero al carbón	Acero al carbón

Rango de temperatura de entrada, de  $-20^{\circ}\text{F}$  a  $450^{\circ}\text{F}$ .

Para escoger el material del anillo O-Ring, para el asiento de la válvula (opcional) se entra con la presión de ajuste de la válvula y la temperatura de entrada.

BUNA N (70), especial para gas natural.

VITON (70)

SILICONE (90)

Cálculo de las válvulas de relevo y seguridad PSV-13 y 14.  
 Equipos a proteger: Compresores de segunda etapa, GB-2 A,B.  
 Causas de sobrepresión: Por descarga bloqueada o por paro del compresor por alta temperatura del gas a la descarga, falla de energía o por falta de aceite al mismo.

Masa a relevar =  $m = 207,789.03$  lbs/hr  
 Presión de entrada al compresor = 267 Psig  
 Presión de descarga del compresor = 700 Psig  
 Presión de diseño a la descarga = 770 Psig  
 Presión de ajuste del resorte = 770 Psig  
 Presión de relevo de la válvula =  $1.1(770) + 14.7 = 861.7$  Psia  
 Temperatura de descarga del compresor =  $310^{\circ}\text{F}$   
 Temperatura de relevo =  $310 + 460 = 770^{\circ}\text{R}$   
 Peso Molecular = 16.53 lb/mol  
 $T_c(\text{mezcla}) = 351.082^{\circ}\text{R}$   
 $P_c(\text{mezcla}) = 674.063$  Psia  
 $T_r(\text{mezcla}) = 2.19$   
 $P_r(\text{mezcla}) = 1.278$

Factor de Compresibilidad,  $Z = 0.98$   
 $M C_p(\text{mezcla}) = 10.5419$  (calculado a  $310^{\circ}\text{F}$ )  
 Coeficiente Adiabático,  $K(C_p/C_v) = 1.23$   
 Coeficiente de orificio,  $C = 340.23$   
 Coeficiente de descarga de la boquilla,  $K' = 0.975$   
 Relación de presión crítica a través de la válvula =  $P_{cf}/P$   
 $P_{cf}/P = 0.5587$   
 Porcentaje de flujo crítico = 55.87 %  
 Por consiguiente podemos utilizar la siguiente ecuación para el cálculo del tamaño del orificio.

$$A = \frac{207,789.03 \text{ lbs/hr}}{340.23(0.975)(861.7 \text{ Psia})} \sqrt{\frac{770(0.98)}{16.53 \text{ lb/mol}}}$$

$$A = 4.91 \text{ pulg}^2$$

Orificio al que corresponde, P.  
 Area efectiva de flujo =  $6.38 \text{ pulg}^2$ .  
 Entrando a la carta de selección de válvulas modelo 2600, con la presión de ajuste y la temperatura de entrada, tenemos:

Modelos de valvulas del catalogo de fabricantes:

26PAL3	Convencional
26PBI3	Balanseal

Tamaño de la válvula:

Entrada	x	Salida
4 pulg		6 pulg

Rangos de presión de las bridas de entrada y salida de la válvula según el código ANSI.

Entrada	Salida
RF o RJ	RF
600 #	150 #

Máxima presión de ajuste, Psig.

Para una temperatura de 450 °F = 1000 Psig

Máxima contrapresión., Psig.

Para una temperatura de salida de 400°F.

Tipo Convencional
230 Psig

Material de Construcción de la válvula.

Cuerpo y Bonete	Resorte
Acero al carbón	Acero al Carbón

Rango de temperatura de entrada a la válvula.

De -20°F a 450°F.

C A P I T U L O 10

E S P E C I F I C A C I O N D E L O S

D I S P O S I T I V O S D E R E L E V O

## ESPECIFICACION DE LOS DISPOSITIVOS DE RELEVO DE PRESION.

Especificación quiere decir en el lenguaje del Ingeniero Químico: Definir mediante un documento para compra, los requerimientos finales que un dispositivo, Equipo o Sistema de proceso debe cumplir en su fabricación.

Partiendo de esto, la especificación es el último paso en cuanto a diseño se refiere, que el Ingeniero de proceso realizará antes de la compra, instalación y posterior operación de los dispositivos, Equipos o sistemas que integran la planta.

Se debe por lo tanto, tener mucho cuidado entre lo que se pide y lo que realmente se necesita, para así guardar una absoluta congruencia entre el diseño y la construcción y consecuentemente en la óptima operación.

En el caso de los dispositivos de relevo de presión, la especificación debe guardar ciertos lineamientos básicos:

- 1.- Indicar con claridad bajo que normas, códigos, estándares o especificaciones debe fabricarse el equipo.
- 2.- Detallar las propiedades físicoquímicas del fluido a relevar, (detallar significa, dar las propiedades a las condiciones que guarde el relevo).
- 3.- Definir con exactitud, las condiciones para las cuales es requerido el dispositivo (masa a relevar, presión de relevo, presión de ajuste, el porcentaje de sobrepresión, causas de sobrepresión, temperatura de relevo, contrapresión permisible, etc..)
- 4.- Dar bases para el diseño (Contrapresión permisible, causas de relevo, tipo de servicio, lugar de instalación, etc..).
- 5.- Indicar con exactitud los materiales de construcción fundamentales de las diferentes partes del dispositivo, dependiendo de las características del fluido a relevar y su temperatura (cuando el fluido es recuperable, es frecuente que se requieran materiales especiales aunque no necesarios, etc..).
- 6.- Tener en consideración siempre que, La especificación es un documento de Compra y básico de construcción.

En las páginas siguientes, se presentan las hojas de especificación para los dispositivos de relevo de presión más comúnmente utilizados en el mercado, totalmente llenas, con respecto al ejemplo de artículo que nos ocupa. (ver referencia 4).

Es importante anotar, que hay datos que el ingeniero de procesos no debe dar, ya que dependen totalmente del fabricante en particular, ver cartas de selección en los anexos.

HOJA DE ESPECIFICACION DE DISPOSITIVOS DE RELEVO  
VALVULA DE RELEVO Y SEGURIDAD

-164-

GENERAL	VALVULA No. / TIPO	PSV-01	PSV-02	PSV-03	PSV-04
	SERVICIO	VALVULA DE SEPARADOR DE CARGA	VALVULA DE DEHIDRATADOR DA-2A	VALVULA DE DEHIDRATADOR DA-2B	VALVULA DE DEHIDRATADOR DA-2C
	LINEA No./RECIPIENTE No.	L-23/FA-1	L-27/DA-2A	L-25/DA-2B	L-21/DA-2C
	TIPO DE BOQUILLA	ASA 206, 216, 218	ASA 206, 216, 218	ASA 206, 216, 218	ASA 206, 216, 218
	SEGURIDAD O RELEVO	RELEVO - SEGURIDAD CONVENCIONAL	RELEVO - SEGURIDAD CONVENCIONAL	RELEVO - SEGURIDAD CONVENCIONAL	RELEVO - SEGURIDAD CONVENCIONAL
	TIPO DE VALVULA	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL
	TIPO DE BONETE	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10
	AREA CALCULADA (AUG <sup>2</sup> )	5.694	2.84	2.84	2.84
	AREA SELECCIONADA (AUG <sup>2</sup> )	6.38	2.853	2.853	2.853
	ORIFICIO DESIGNADO	P	M	M	M
FABRICANTE	FARRIS	FARRIS	FARRIS	FARRIS	
MODELO	26 PA 13	26 MA 13	26 MA 13	26 MA 13	
DATOS DE OPERACION	FLUIDO/ ESTADO	GAS NAT/GAS	GAS NAT/GAS	GAS NAT/GAS	GAS NAT/GAS
	CAPACIDAD REQ. (F/H <sub>v</sub> )	315,843.6	157,921.8	157,921.8	157,921.8
	PESO MOL. DENS.REL.	15.237	17.237	17.237	17.237
	PRES.OP.	680.0	748.0	680.0	748.0
	TEMP. OP.	95.0	95.0	95.0	95.0
	CONTRA - PRESION.	CONSTANTE	CONSTANTE	CONSTANTE	CONSTANTE
		VARIABLE	VARIABLE	VARIABLE	VARIABLE
		TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL
	SOBREPRESION Z	10.0	10.0	10.0	10.0
	Z	0.88	0.88	0.88	0.88
	CALOR LATENTE DE VAPORIZ.				
	R= Cp / Cv	1.25	1.25	1.25	1.25
	VISCOSIDAD DE OP.				
PRESION BAROMETRICA (PSIA)	14.7	14.7	14.7	14.7	
BASES DE DISEÑO	CODIGO DE DISEÑO	API RP-520 (2)	API RP-520 (2)	API RP-520 (2)	API RP-520 (2)
	CAUSA DE RELEVO	DESC. BLOQ.	DESC. BLOQ.	DESC. BLOQ.	DESC. BLOQ.
	OTRO.	TVEGO	FALLA DIR. INST.	FALLA DIR. INST.	FALLA DIR. INST.
CONEXIONES	DIAM. ENTRADA / SALIDA (PULG)	4.0 / 6.0	4.0 / 6.0	4.0 / 6.0	4.0 / 6.0
	TIPO CONEXION	BRIDADA	BRIDADA	BRIDADA	BRIDADA
MATERIALES	CARA / RANGO	RF CARA REALIZADA AL INHIA ANILLO	F.F. 600# / F.F. 150#	F.F. 600# / F.F. 150#	F.F. 600# / F.F. 150#
	CUERPO	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON
	ASIENTO	MS1-303	MS1-303	MS1-303	MS1-303
	RESORTE	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON
	PUELLS	-	-	-	-
OPCIONES	GUIAS Y ANILLOS	CROMO-NICKEL	CROMO-NICKEL	CROMO-NICKEL	CROMO-NICKEL
	BONETE	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON
	TIPO DE CAPUCHON	ROSCADO	ROSCADO	ROSCADO	ROSCADO
	PALANCA: SENC. O EMPACADA				
	MORDAZA DE PRUEBA				
OBSERVACIONES	F.E.S. Cuautitlán	GENERO: SALVADOR ARTURO GUTIERREZ VARGAS DAVID ARTURO GORDILLO SANTIAGO.			
TESIS PROFESIONAL					

## VALVULA DE RELEVO Y SEGURIDAD

	VALVULA No. / TIPO	PSV-05	PSV-06	PSV-07	PSV-08
GENERAL	SERVICIO	VALVULA DE DESHIDRATADOR DA-2D	VALVULA DE 1º ENFRIADOR CARAN/GAS RES.	VALVULA DE SEPARADOR DE ALTA PRESION	VALVULA DE EXPANSOR GC-1A
	LINEA No./RECIPIENTE No. TIPO DE BOQUILLA	L-17/DA-2D ASTM A216, 25.0 DCS	L-17/GA-1 ASTM A-213, 25.0 DCS	L-15/FA-2 ASTM A-216, 31.0 DCS	L-13/GC-1A ASTM A216, 31.0 DCS
	SEGURIDAD O RELEVO TIPO DE VALVULA	RELEVO-SEGURIDAD COMERCIAL	RELEVO-SEGURIDAD COMERCIAL	RELEVO-SEGURIDAD COMERCIAL	RELEVO-SEGURIDAD COMERCIAL
	TIPO DE BONETE	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10
	AREA CALCULADA (PULG <sup>2</sup> )	2.84	13.22	3.066	8.95
	AREA SELECCIONADA (PULG <sup>2</sup> )	3.60	16.0	3.6	11.05
	ORIFICIO DESIGNADO FABRICANTE	M FARRIS	R FARRIS	M FARRIS	Q FARRIS
	MODELO	26MA13	26R013	26M8G3	26Q073
	FLUIDO / ESTADO	GAS NAT/GAS	MEZ HID./GAS	MEZ HID./GAS	MEZ HID./GAS
DATOS DE OPERACION	CAPACIDAD REQ. (15/hr)	157921.8	207273.2	227357.0	227879.0
	PESO MOL. DENS. REL.	17.231	14.53	17.2	17.2
	PRES. OP. PRES. AJUSTE (PSIG)	680.0 748.0	205.0 225.5	640.0 700.0	220.0 242.0
	TEMP. OP. TEMP. RELEVO (°F)	95.0 95.0	85.0 85.0	-67.0 -67.0	-135.0 -135.0
	CONTRA - PRESION. CONSTANTE	-	-	-	-
	VARIABLE TOTAL	-	-	-	-
	SOBREPRESION %	10%	10%	10%-20%	10%
	Z	0.22	0.97	0.64	0.78
	CALOR LATENTE DE VAPORIZ. R= Cp / Cv	1.25	1.29	1.35	1.40
	VISCOSIDAD DE OP.	-	-	-	-
	PRESION BAROMETRICA (PSIA)	14.7	14.7	14.7	14.7
	BASES DE DISEÑO	CODIGO DE DISEÑO	API RP-520 (5)	API RP-520 (5)	API RP-520 (5)
CAUSA DE RELEVO		DESC. BLOQ.	DESC. BLOQ.	DESC. BLOQ.	DESC. BLOQ.
OTRO		FUEGO	FALLA EQUIPO	FALLA AIR WST.	FALLA AIR. INST.
CONEXIONES	DIAM. ENTRADA / SALIDA (PULG)	4.0 / 6.0	6.0 / 10.0	4.0 / 6.0	6.0 / 8.0
	TIPO CONEXION	BRIDADA	BRIDADA	BRIDADA	BRIDADA
MATERIALES	CARA / RANGO	P.F. 600 # / 150 #	P.F. 600 # / 150 #	P.F. 600 # / 150 #	P.F. 600 # / 150 #
	CUERPO	Ac. CARBON	Ac. CARBON	3% Nickel-Acero	3% Nickel-Acero
	ASIENQ	ANSI-303	ANSI-303	-	-
	RESORTE	Ac. CARBON	Ac. CARBON	Ac. CARBON	A. 180X - ANST.
	FUELLES	-	ANSI 316	-	-
	GUIAS Y ANILLOS BONETE	CROMO-NICKEL Ac. CARBON	CROMO-NICKEL Ac. CARBON	ACERO CARBON Ac. CARBON	Ac. CARBON
OPCIONES	TIPO DE CAPUCHON	ROSCADO	ROSCADO	ROSCADO	ROSCADO
	PALANCA: SENC. O EMPACADA MORDAZA DE PRUEBA	-	-	-	-
OBSERVACIONES: F. E. S. Cuautitlán	GÉNERO: SALVADOR ARTURO GUTIERREZ VARGAS. DAVID ARTURO GORDILLO SANTIAGO.				

HOJA DE ESPECIFICACION DE DISPOSITIVOS DE RELEVO  
VALVULA DE RELEVO Y SEGURIDAD

-166-

	VALVULA No. / TIPO	PSV-09	PSV-10	PSV-11	PSV-12
GENERAL	SERVICIO	VALVULA DE EXPANSOR GC-1B	VALVULA DE COMPRESOR DE CARGA GC-1A	VALVULA DE COMPRESOR DE CARGA GC-1B	VALVULA DE TORRE DE DEMONTAJE DA-1
	LINEA No. / RECIPIENTE No.	L-11 / GC-1B	L-7 / GC-1A	L-7 / GC-1B	L-5 / DA-1
	TIPO DE BOQUILLA	ASTM A216, 31615	ASTM A216, 31615	ASTM A216, 31615	ASTM A216, 31615
	SEGURIDAD O RELEVO	RELEVO-SEGURIDAD	RELEVO-SEGURIDAD	RELEVO-SEGURIDAD	RELEVO-SEGURIDAD
	TIPO DE VALVULA	BALANCEADA	BALANCEADA	BALANCEADA	BALANCEADA
	TIPO DE BONETE	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10	TIPO 26 A10
	AREA CALCULADA (Pulg <sup>2</sup> )	8.95	10.71	10.71	9.91
	AREA SELECCIONADA (Pulg <sup>2</sup> )	11.05	11.05	11.05	11.05
	ORIFICIO DESIGNADO FABRICANTE	Q FARRIS	Q FARRIS	Q FARRIS	Q FARRIS
	MODELO	26QB73	26QB12	26QB12	26QB73
DATOS DE OPERACION	FLUIDO / ESTADO	MEE HID / GAS	MEE HID / GAS	MEE HID / GAS	MEE / GAS
	CAPACIDAD REQ. (lb/hr)	227871.0	207789.0	207789.0	243,304.0
	PESO MOL. DENS. REL.	17.2	17.2	16.53	16.53
	PRES. OP. PRES. AJUSTE (PSIA)	220.0 / 242.0	267.0 / 293.7	267.0 / 293.7	220.0 / 242.0
	TEMP. OP. TEMP. RELEVO (°F)	-135.0 -135.0	127.0 127.0	127.0 127.0	-135.0 -135.0
	CONTRA PRESION.	CONSTANTE	-	-	-
		VARIABLE	-	-	-
		TOTAL	-	-	-
	SOBREPRESION %	10.0	10.0	10.0	10.0
	Z	0.78	0.712	0.712	0.79
	CALOR LATENTE DE VAPORIZ.				
	R= Cp / Cv	1.4	1.29	1.29	1.4
	VISCOSIDAD DE OP.				
PRESION BAROMETRICA (PSIA)	14.7	14.7	14.7	14.7	
BASES DE DISEÑO	CODIGO DE DISEÑO	API RP-520 (7)	API RP-520 (7)	API RP-520 (7)	API RP-520 (7)
	CAUSA DE RELEVO	Desc. Bloq. STED.	Desc. Bloq. FALLA AIR. INST.	Desc. Bloq. FALLA AIR. INST.	Desc. Bloq. FUGA
CONEXIONES	DIAM. ENTRADA / SALIDA (Pulg)	6.0 / 8.0	6.0 / 8.0	6.0 / 8.0	6.0 / 8.0
	TIPO CONEXION	BRIDADA	BRIDADA	BRIDADA	BRIDADA
MATERIALES	CARA / RANGO	F.F. 600 # / F.F. 150 #	F.F. 300 # / F.F. 150 #	F.F. 300 # / F.F. 150 #	F.F. 600 # / F.F. 150 #
	CUERPO	3% NICKEL-ACERO	AC. CARBON	AC. CARBON	3% NICKEL-ACERO
	ASIENTO	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON
	RESORTE	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON	AC. CARBON
OPCIONES	FUELLES				
	GUIAS Y ANILLOS BONETE	3% NICK-ACERO	AC. CARBON	AC. CARBON	3% NICK-ACERO
	TIPO DE CAPUCHON	ROSCADO	ROSCADO	ROSCADO	ROSCADO
	PALANCA; SENC. O EMPACADA				
	MORDAZA DE PRUEBA				
OBSERVACIONES: F. E. S. Cuantitlan		GENERADOR:			
TESIS PROFESIONAL		SALVADOR ARTURO GUTIERREZ VARGAS. DAVID ARTURO GARDILLO SANTIAGO.			

HOJA DE ESPECIFICACION DE DISPOSITIVOS DE RELEVO

-167-

VALVULA DE RELEVO Y SEGURIDAD

GENERAL		PSV-13	PSV-14
VALVULA No. / TIPO		PSV-13	PSV-14
SERVICIO		VALVULA 2 <sup>a</sup> COMPRESOR DE CARGA GB-2A	VALVULA 2 <sup>a</sup> COMPRESOR DE CARGA GB-2B
LINEA No./RECIPIENTE No.		L-3 / GB-2A	L-1 / GB-2B
TIPO DE BOQUILLA		ASTM A-276, 316 ST	ASTM A-276, 316 ST
SEGURIDAD O RELEVO		RELEVO-SEGURIDAD	RELEVO-SEGURIDAD
TIPO DE VALVULA		BALANCEADA	CONVENCIONAL
TIPO DE BONETE		TIPO 26 A10	TIPO 26 A10
AREA CALCULADA (PULG <sup>2</sup> )		4.91	4.91
AREA SELECCIONADA (PULG <sup>2</sup> )		6.38	6.38
ORIFICIO DESIGNADO		P	P
FABRICANTE		FARRIS	FARRIS
MODELO		26PB13	26PB13
FLUIDO/ ESTADO		MEZ. HID / GAS	MEZ. HID / GAS
CAPACIDAD REQ. (P/W)		207,787.0	207,787.0
PESO MOL. DENS. REL. (lb/ft <sup>3</sup> )		14.53	14.53
PRES. OP. PRES. AJUSTE (PSIG)		700.0 / 770.0	700.0 / 770.0
TEMP. OP. TEMP. RELEVO (°F)		310.0 310.0	310.0 310.0
CONTRA - PRESION. CONSTANTE		-	-
VARIABLE		-	-
TOTAL		-	-
SOBREPRESION Z		10.0	10.0
Z		0.98	0.98
CALOR LATENTE DE VAPORIZ.		-	-
R = Cp / Cv		1.23	1.23
VISCOSIDAD DE OP.		-	-
PRESION BAROMETRICA (P <sub>amb</sub> )		14.7	14.7
CODIGO DE DISEÑO		API RP-520(E)	API RP-520(E)
CAUSA DE RELEVO		DESC. BLOQ.	DESC. BLOQ.
OTRO		FALLA. AIR. INST.	FALLA AIR. INST.
DIAM. ENTRADA / SALIDA (PULG)		4.0 / 6.0	4.0 / 6.0
TIPO CONEXION		BRIDADA	BRIDADA
CARA / RANGO CUERPO		F.F. 600# / F.F. 150#	F.F. 600# / F.F. 150#
ASIENTO		AC. CARBON	AC. CARBON
RESORTE		AC. INOX. 316	AC. INOX. 316
FUELLES		AC. CARBON	AC. CARBON
GUIAS Y ANILLOS		AISI 316 ST. ST.	AISI 316 ST. ST.
BONETE		CRMO. NICKEL	CRMO. NICKEL
TIPO DE CAPUCHON		AC. CARBON	AC. CARBON
PALANCA, SENC. O EMPACADA		ROSCADO	ROSCADO
MORDAZA DE PRUEBA		-	-
OBSERVACIONES F.E.S. Cuautitlán		GENERO:	
TESIS PROFESIONAL		SALVADOR ARTURO GUTIERREZ VARGAS DAVID ARTURO GORDILLO SANTIAGO.	

## 2.5 Rupture Disc Specification Worksheet

-168-

RUPTURE DISC DEVICE SPECIFICATION SHEET						Data Sheet of _____ Date _____
<b>GENERAL</b>						
1	Tag Number					1
2	Code	ASME	ASME	ASME	ASME	2
3	Purpose	RELEVO PRIMARIO	RELEVO PRIMARIO	RELEVO PRIMARIO	RELEVO PRIMARIO	3
4	Line Size & Rating	6 PULG. CER. 40	4 PULG. CER. 40	10 PULG. CER. 40	6 PULG. CER. 40	4
5	MAWP (Vessel Rating)	340 PSIG	150 PSIG	85 PSIG	125 PSIG	5
<b>DESIGN CONDITION</b>						
6	Fluid	LIQUIDO	GAS	NITROGENO	VAPOR AGUA	6
7	Capacity	8300 GPM.	60,000 SCFM	12,000 ACFM	57,600 lb/hr	7
8	MW/SG	1.34	4 lb/mol	28.0 lb/mol	18.0 lb/mol	8
9	Maximum Operating Pressure	374 PSIG	150 PSIG	85 PSIG	125 PSIG	9
10	Coincident Temperature		110 °F	385 °F	627 °F	10
11	Required Relief Area	5.23 PULG	10.79 in <sup>2</sup> / 3.70 in <sup>2</sup>	62.69 PULG <sup>2</sup>	15.9 PULG <sup>2</sup> / 4.2 in <sup>2</sup>	11
12	Vacuum Service	SI	SI	SI	SI	12
13	Pulsating Service					13
<b>HOLDER SPECIFICATION</b>						
14	Nominal Size	6 PULGADAS	4 PULGADAS	10 PULGADAS	6 PULGADAS	14
15	Rating	300# / 150#	300# / 150#	300# / 150#	300# / 150#	15
16	Holder Type - Letter Designation	BRIDADO	BRIDADO	BRIDADO	BRIDADO	16
17	Material Base	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON	17
18	Holddown	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON	ACERO AL CARBON	18
19	3rd. Comp.	TEFLON	TEFLON	TEFLON	TEFLON	19
20	Accessories					20
21	(See Section 7.3)	VALVULA EXCESO FLU	C/VALVULA	C/VALVULA	C/VALVULA	21
22		MANOMETRO	C/MANOMETRO	C/MANOMETRO	C/MANOMETRO	22
23						23
24						24
<b>RUPTURE DISC SPECIFICATION</b>						
25	Nominal Size	6 PULGADAS	4 PULGADAS	10 PULGADAS	6 PULGADAS	25
26	Type	TRES COMPONENTES	TRES COMPONENTES	TRES COMPONENTES	TRES COMPONENTES	26
27	Drawing Number	DV	DV	DV	DV	27
28	Specified	340 PSIG				28
29	Burst Pressure	340 PSIG	150 PSIG	85 PSIG	125 PSIG	29
30	Manufacturing Range	B.5 & B. SAFETY. SIST	B.5 & B. SAFETY. SIST	B.5 & B. SAFETY. SIST	B.5 & B. SAFETY. SIST	30
31	Range	340 @ 374	150 @ 165	85 @ 93.5	125 @ 137.5	31
32	Rupture Tolerance					32
33	Specified Coincident Temp.		110 °F	385 °F	627 °F	33
34	Material Top Cover Ring	ACERO INOXIDAB	316 TEF. 316	316 TEF. 316	316 TEF. 316	34
35	Seal					35
36	Vacuum Support	TEFLON	TEFLON	TEFLON	TEFLON	36
37	ASME Burst Certifications					37
38						38
39						39
40						40
41						41
42						42



## Especificación del Sistema de disposición.

Se entiende por sistema de disposición:

- a) Todas las tuberías y accesorios que componen el sistema de desfogue.
- b) El Flare Stack completo con accesorios e instrumentos.

Como anotamos en el capítulo 10, con respecto a los dispositivos de relevo de presión, la especificación para el sistema de disposición debe guardar también, ciertos lineamientos básicos.

### 1.- Para el caso de tuberías:

#### 1.1- Se deberá indicar:

- El servicio al cual van a estar sujetas.
- Las condiciones máximas a las cuales van a operar.
- El material básico o el indicado por tramos.
- El tipo de conexiones ( roscadas, soldables, etc.), bridas (roscadas, deslizables, etc..), tubería(extremos roscados, biselados, etc..) a ser usados.
- El diámetro, la cédula o' rango y especificación del material a ser usado en cada uno de los tramos que componen el sistema.
- Las notas necesarias que la construcción deberá cuidar, con tal de encontrar la optimización para la interrelación diseño - Construcción.

### 2.- Para el caso del Flare- Stack: (+)

#### 2.1- Se debe indicar:

- El alcance que el constructor deberá cubrir en cuanto al diseño.
- Las dimensiones, así como los materiales requeridos en cada uno de los tramos ( parte alta, media y baja).
- Las condiciones (flujo, peso molecular y temperatura) de diseño.
- Los accesorios requeridos para la mejor operación del equipo (anillo de retención de flama, protección para la flama, etc),, así como los materiales de construcción de los mismos.
- La instrumentación y controles que el equipo deberá contener como mínimo.
- Los servicios disponibles y sus condiciones de suministro en el lugar (suministro eléctrico, suministro de aire de instrumentos, gas, etc..).

ESPECIFICACION DEL SISTEMA DE DISPOSICION (TUBERIAS).

Descripción: sistema de disposición (Desfogue para una planta Criógenica).

Servicio: Desfogue de hidrocarburos.

Material: Acero al Carbón.

Rango de bridas: 150 #

Tolerancia de Corrosión: 0.0625 pulg.

Temperatura Máxima: 410°C.

Presión Máxima: 4.8 Kgf/cm<sup>2</sup> man.

	Concepto	Diámetro (pulg)	Cédula o rango	Descripción	Especificación
TUBERIAS	Extremos Roscados	2 pulg y menores	80	No Aplica	---
	Extremos Biselados	6 pulg a 10" 12" a 30"	40 10	Acero al Carbón Sin Costura	A.S.T.M. A-53, Gr.B.
CONEXIONES.	Roscadas	2" y menores	300 #	No Aplica	---
	Soldadas a tope	2 1/2" a 30"	igual a Tubo	Acero al Carbón	A.S.T.M. A-234
	Tuerca Unión	2" y menores	300 #	No Aplica	---
BRIDAS	Deslizables o de Cuello	2" a 30"	150# RF	Acero al Carbón Forjado	A.S.T.M. A-105
	Roscadas	2" y menores	150# RF	No Aplica	---
OTROS.	Tornillos cabeza hexagon	Todos	---	Acero al Carbón	ASTM, A-307 GrB
	Empaques	Todos	150#	Hule rojo de 1/16" espesor	Garlock 22 o' Equivalente

## ESPECIFICACION DEL QUEMADOR ELEVADO (FLARE STACK).

Descripción: Sistema de disposición (Desfogue para una planta Criogénica).

Servicio: Quemador elevado para quemar hidrocarburos producto del desfogue de una planta Criogénica.

1.- La Unidad deberá operar satisfactoriamente a las siguientes condiciones:

Flujo = 1,114,680.0 lbs/hr.  
Peso Molecular = 16.8 lb/mol  
Temperatura = 11.0<sup>o</sup>F

2.- Dimensiones de la unidad.

Diámetro sobre la base: 58 pulg  
Elevación 425 pies

- Integrado con torre soporte.
- Sella de agua de 3.8 metros de altura promedio.
- a) Sección superior 1.26 mts, Acero Inoxidable 309 1/4" de espesor.
- b) Sección Media 1.26 mts, Acero Inoxidable 304, 1/4" espesor.
- c) Sección Baja 1.26 mts, Acero al carbón A-285C, 3/8" espesor.

3.- Accesorios:

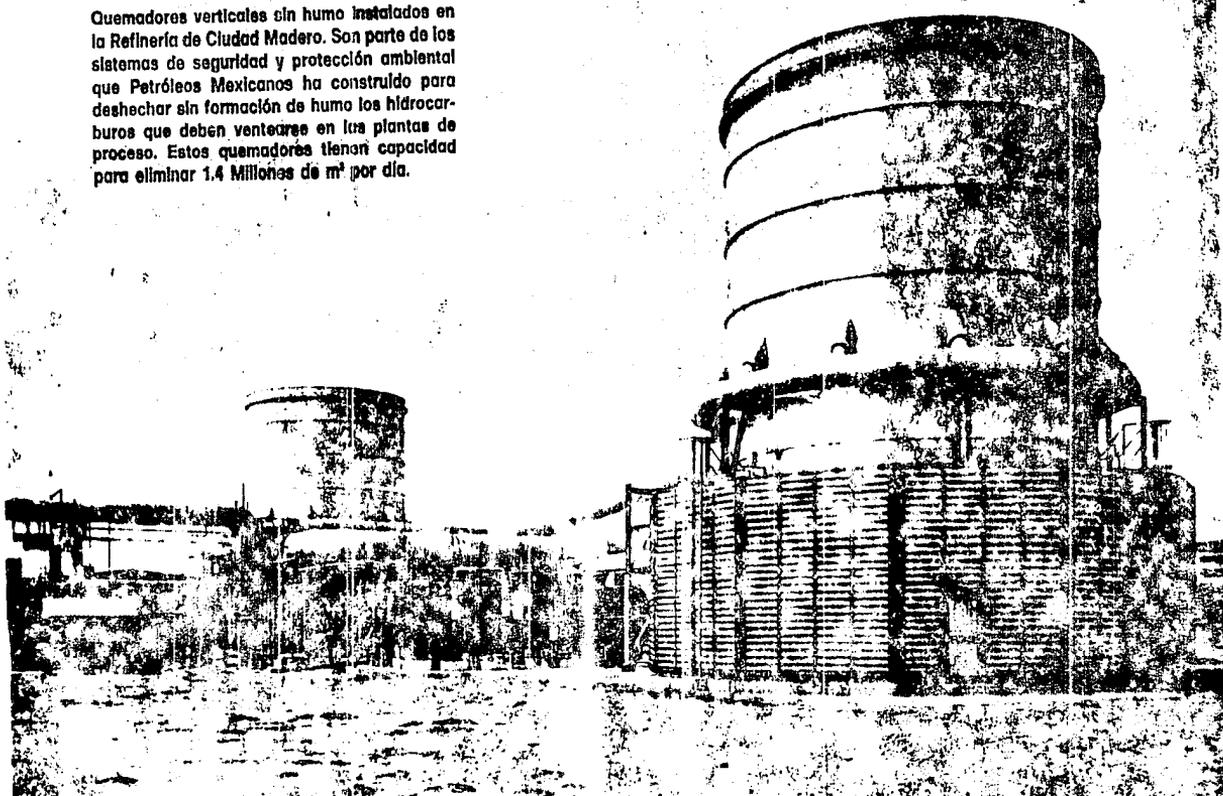
- Protección de la flama contra el viento del lado del quemador al tope de la chimenea.
- Soportes de protección contra viento y piloto construidos en acero Inoxidable. 309 arriba y Acero al Carbón A-285C abajo.
- Tres pilotos de quemador con termocoples.
- Anillo de retención de flama al tope del quemador para producir un patron de flujo de gas, y una flama estable con combustión completa.
- Material del cabezal de gas piloto: Acero al carbón A-53.
- Material del cabezal de Ignición: Acero al Carbón A-53.
- Los pilotos deberán operar sucesivamente bajo condiciones extremas de viento y lluvia.

4.- Instrumentación y Controles:

- Panel de Ignición Nema 7, Class I completamente Automático, con sistema de alarma para tres pilotos incluyendo:

- 4.1.- Manómetro de Presión de gas.
- 4.2.- Filtro y regulador de presión de gas.
- 4.3.- Válvula Solenoide de gas manual, con by-pass.
- 4.4.- Manómetro de presión de gas piloto.
- 4.5.- Tres Termocoples alumen de cromo (uno en cada piloto).
- 4.6.- Un gabinete completamente alumbrado a prueba de explosión.
- 4.7.- Un tablero de alarmas en el estado sólido completamente automático
- 4.8.- Cuatro luces indicadoras a prueba de explosión.
- 4.9.- Manómetro de presión de aire.
- 4.10.- Filtro y regulador de presión de aire.
- 4.11.- Válvula Solenoide de aire manual, con by-pass.
- 4.12.- Un silbato con botón de reajuste.
- 5.- Servicios:
  - 5.1.- Aire de planta:
    - Presión:  $7.03 \text{ Kg/cm}^2$  man (saturado)
    - Temperatura:  $38^\circ\text{C}$ .
  - 5.2.- Aire para Instrumentos:
    - Presión:  $7.03 \text{ Kg/cm}^2$  Manom (seco).
    - Temperatura:  $38^\circ\text{C}$ .
  - 5.3.- Gas combustible:
    - Gas Natural
    - Peso molecular:  $17.03 \text{ lb/mol}$ .
    - Gravedad específica (aire=1.0):  $0.587$
    - Presión:  $7.0 \text{ Kg/cm}^2$  manom
    - Temperatura:  $32^\circ\text{C}$ .
  - 5.4.- Gas para:
    - Ignición:  $0.7 \text{ Kg/cm}^2$  man.
    - Piloto:  $0.7 \text{ Kg/cm}^2$  man.
    - Purga: -
  - 5.5.- Suministro Eléctrico:
    - Instrumentos: 115 Volts, 1 fase, 60 ciclos.
    - Proceso: 220-440 Volts, 3 fases, 60 ciclos.
  - 5.6. Esquemas Ilustrativos:

Quemadores verticales sin humo instalados en la Refinería de Ciudad Madero. Son parte de los sistemas de seguridad y protección ambiental que Petróleos Mexicanos ha construido para deshechar sin formación de humo los hidrocarburos que deben ventearse en las plantas de proceso. Estos quemadores tienen capacidad para eliminar 1.4 Millones de m<sup>3</sup> por día.

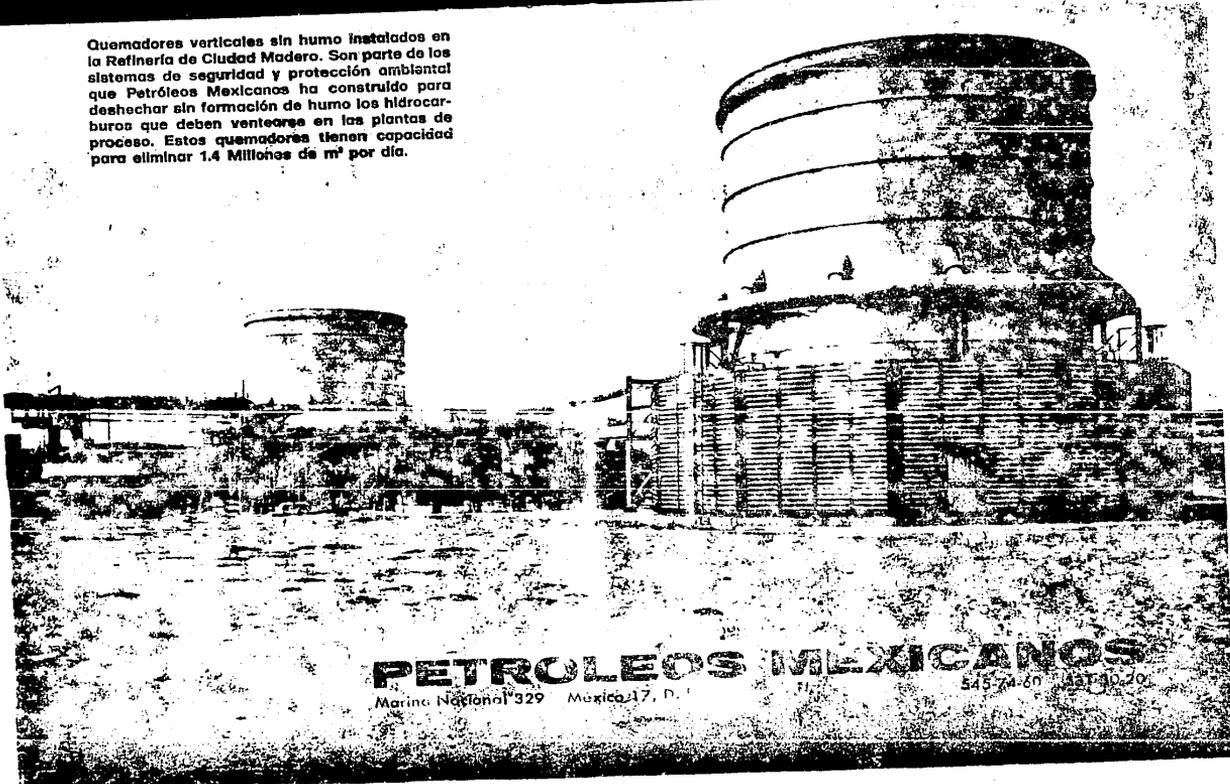


**PETROLEOS MEXICANOS**

Marine Nacional 329 México, D. F.

545-74-60 545-30-20

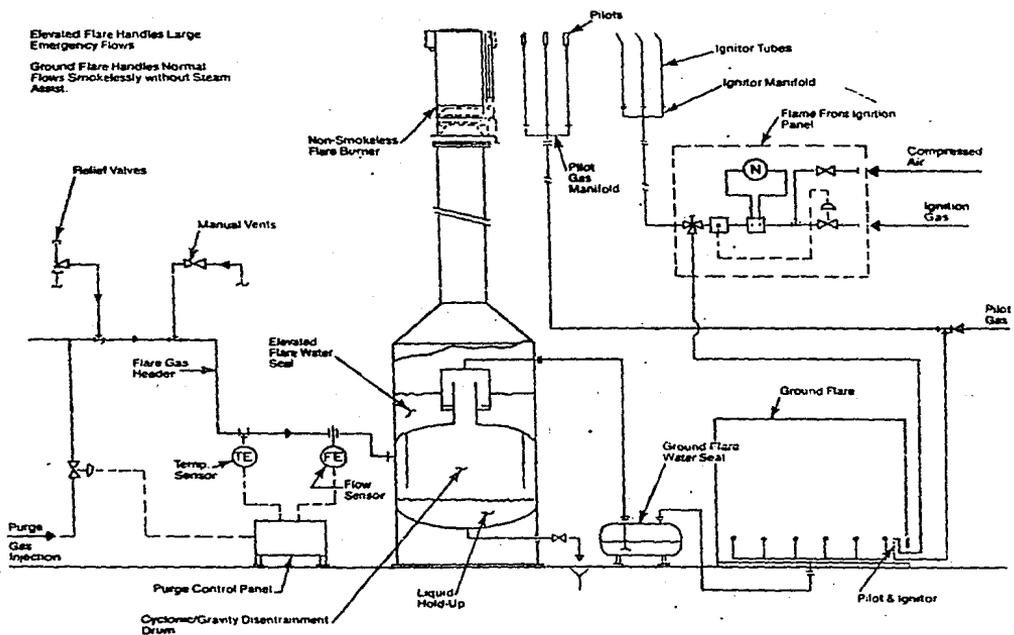
Quemadores verticales sin humo instalados en la Refinería de Ciudad Madero. Son parte de los sistemas de seguridad y protección ambiental que Petróleos Mexicanos ha construido para deshechar sin formación de humo los hidrocarburos que deben ventosearse en las plantas de proceso. Estos quemadores tienen capacidad para eliminar 1.4 Millones de m<sup>3</sup> por día.



**PETROLEOS MEXICANOS**

Marina Nacional 329 México 17, D. F.

545 74 20 131 10 20



**DUAL FLARE SYSTEM FOR REFINERIES & PETROCHEMICAL PLANTS**

Sistema de Flare Dual para Refinerías y Plantas Petroquímicas.

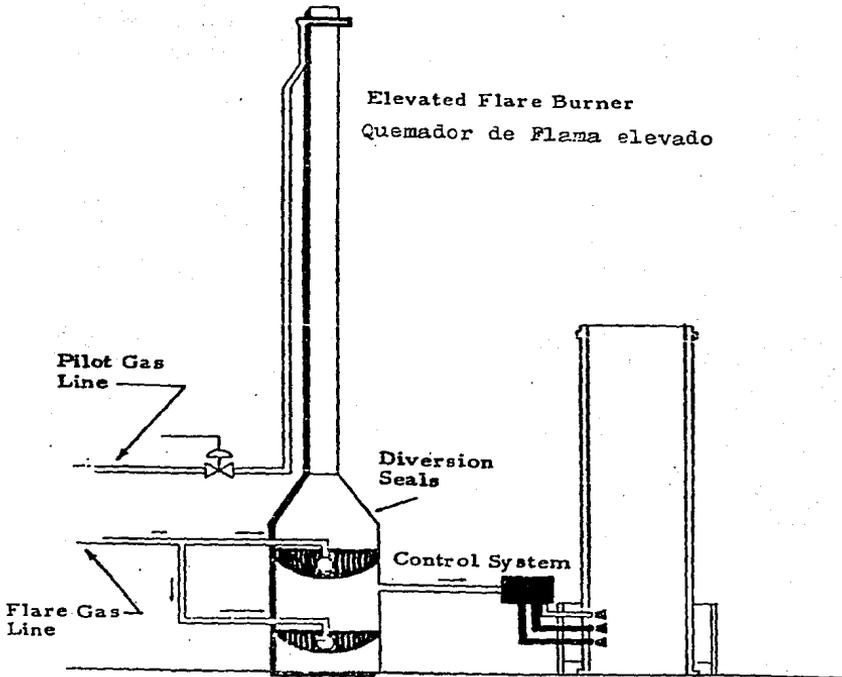
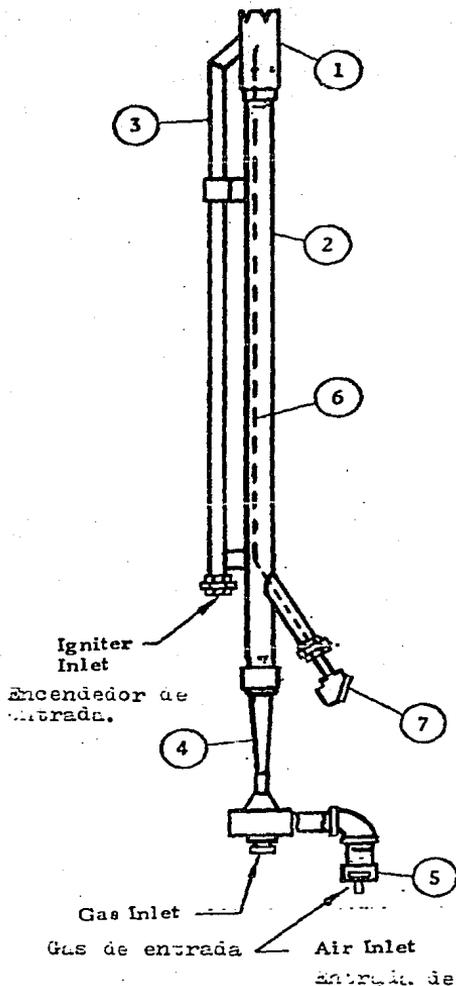


Fig. 3-15 - Ground Flare and Elevated Flare Connected by a Double Stage Water Seal  
Quemador a tierra y Quemador Elevado conectados por un sello de agua de dos etapas.



- ① Shielded Pilot Nozzle
- ② 2 in. Pilot Tube
- ③ 1 in. Igniter Tube
- ④ Inspirator
- ⑤ Air Adjuster
- ⑥ Thermocouple
- ⑦ Explosion-Proof Weather-Proof Junction Box

- 1.- Protección boquilla piloto
- 2.- Tubo Piloto de 2 pulg
- 3.- Tubo encendedor de 1 pulg.
- 4.- Inspirador
- 5.- Ajustador de aire
- 6.- Termocopie.
- 7.- Caja Unión  
A prueba de la intemperie  
A prueba de explosión.

Fig. 3-10 - Flare Pilot Burner System

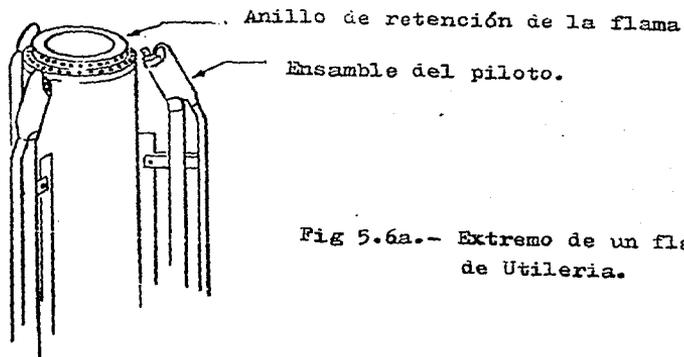


Fig 5.6a.- Extremo de un flare de campo de Utileria.

Fig 5.6b.- Extremo de un Flare de campo Endotérmico

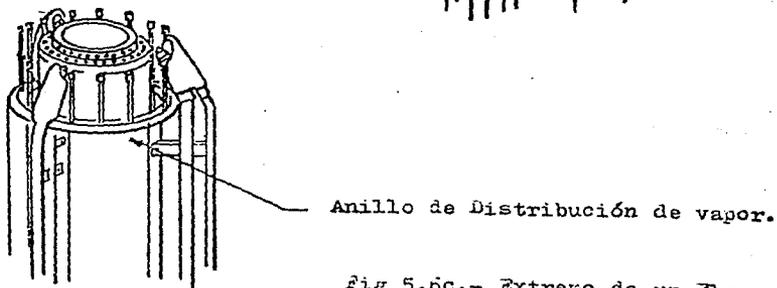
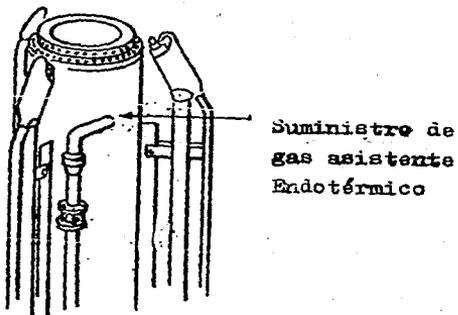
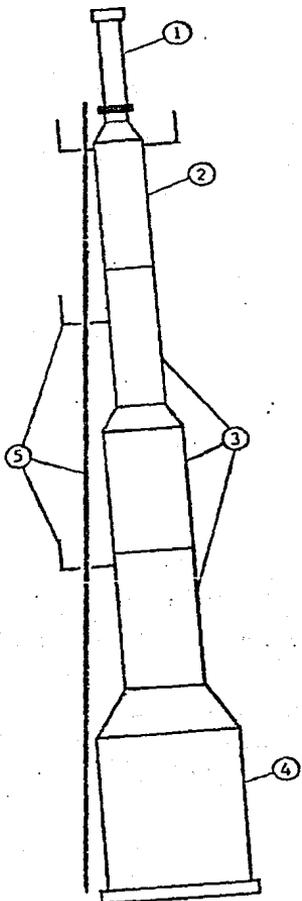
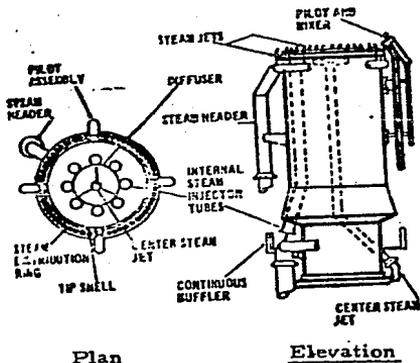


Fig 5.6c.- Extremo de un Flare de campo sin humo.



- ① Quemador de Flama y Localización del sello fluidico
- ② Trampa de gas.
- ③ Elevación de secciones.
- ④ Entrada, Recipiente o sello de agua.
- ⑤ Escaleras y Plataformas.

Fig 5.6a.- Componentes de Un Flare Stack Integrado.

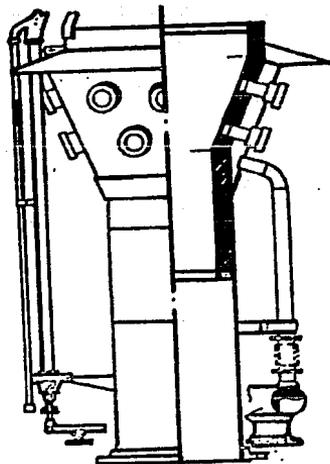


Piloto y mezclador

Surtidor de vapor central

Fig 5.6e.- Detalle de un sistema de inyección de vapor Interno.

Fig 5.6f.- Extremo de un Flare tipo Coanda.



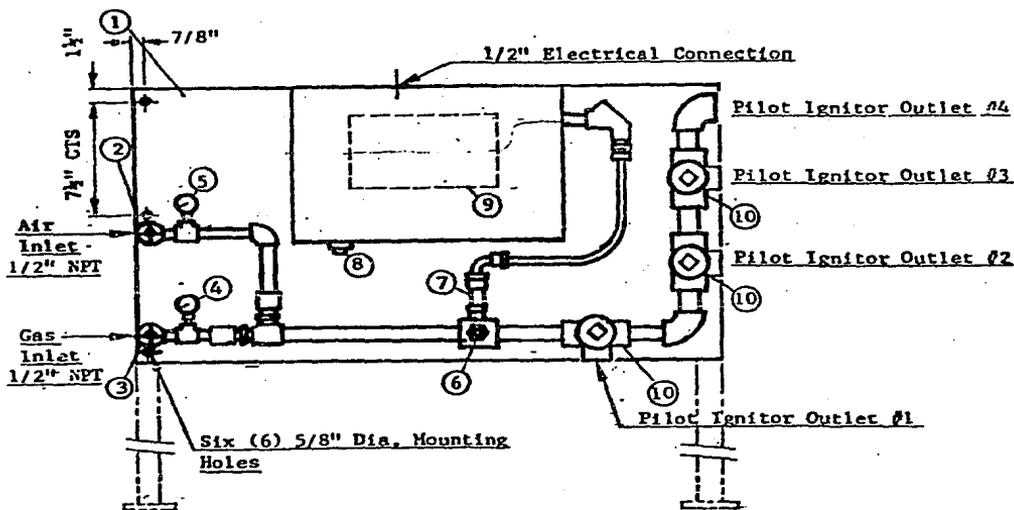


Fig 5.6g.- Sistema de Ignición de un quemador.

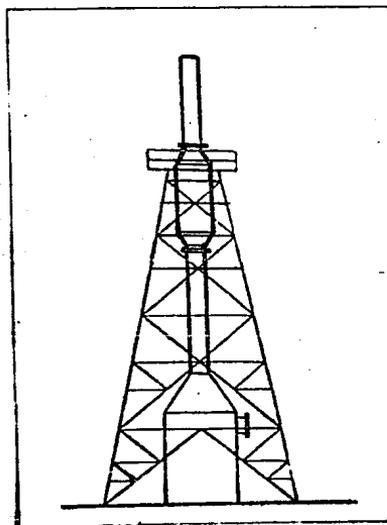
#### Descripción

- 1.- Placa de Montaje. 18 x 36 pulg.
- 2.- Válvula de control de aire (1/2 pulg)
- 3.- Válvula de control de gas (1/2 pulg.)
- 4.- Manómetro de presión de gas.
- 5.- Manómetro de presión de aire.
- 6.- Abertura para ver la chispa.
- 7.- Tapoñ de la chispa.
- 8.- Botón a prueba de explosión (apretar)
- 9.- Transformador a prueba de explosión - Caja a prueba de la Intemperie.
- 10.- Válvula de tres vias.

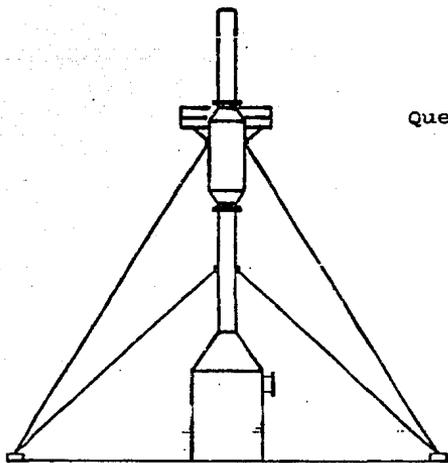
Nota: La cantidad de piezas (10) variará con el número de pilotos en el quemador.



Soportado a si mismo



Con torre soporte



Quemador con tirantes

Fig 5.6h.- Soportes de los quemadores de flama

## ESTIMADO DE COSTOS DE LOS DISPOSITIVOS DE RELEVO DE PRESION.

Una vez definido el sistema, calculado y especificado todos los dispositivos de relevo de presión necesarios en la planta, se procede a sacarlos a concurso, con tal de poder evaluar el fabricante óptimo que balancee los costos con la calidad.

El Ingeniero de proceso deberá mediante tablas comparativas o documentos de comparación evaluar con cuidado cada uno de los concursantes de tal forma de poder diferenciar los requerimientos mínimos necesarios y lo prescindible.

Es importante anotar que existen equipos que traen integrados sus dispositivos de seguridad, ya calculados para las condiciones máximas críticas que pudieran presentarse en ellos (Calderas, bombas de desplazamiento positivo, Compresores, turbinas, etc.), sin embargo; para efectos ilustrativos a continuación se presentan los costos actualizados para el mes de octubre de 1986, de los dispositivos de relevo de presión para el ejemplo de cálculo, conectados al cabezal de desfogue, ver DTI-03.

Debido a su amplio campo de trabajo, el Ingeniero Químico puede en el proceso de compra-venta de un dispositivo, equipo o sistema de proceso, diseñar, mandar a cotizar y vender en una relación que se explica de la siguiente manera:

- 1.- El Ingeniero Químico, como ingeniero de proceso, calcula y especifica los dispositivos de relevo de presión no integrados a equipos, marcando desde el punto de vista técnico los requerimientos mínimos necesarios que estos deberán tener.
- 2.- El Ingeniero Químico como Ingeniero de compras, saca mediante un documento para compra (requisición) a concurso los dispositivos, marcando desde el punto de vista económico, las pautas que el fabricante deberá seguir en la venta de sus equipos, (garantía, documentos requeridos con la oferta, documentos requeridos con la compra, aranceles, etc.).
- 3.- El Ingeniero Químico, como Ingeniero de ventas cotizará los dispositivos, marcando en su oferta desde el punto de vista técnicas características mecánicas de este, su forma de operar así como las recomendaciones para su mejor uso, y desde el punto de vista económico, los precios y la escalación aplicada al momento de la compra.

- 4.- El Ingeniero de Proceso evalúa desde el punto de vista técnico cada una de las ofertas, haciendo la selección del o' los fabricantes que cumplen con lo requerido.
- 5.- El Ingeniero de compras evalúa desde el punto de vista económico cada una de las ofertas, seleccionando el o los fabricantes que ofrecen más facilidades.
- 6.- Se compra el equipo, balanceando los dos aspectos, pero siempre inclinándose más hacia los requerimientos técnicos que son a final de cuentas los mandatarios.

PRECIO UNITARIO  
(pesos) octubre-1986.

Dispositivo de relevo de presión Número.	CONVENCIONAL	BALANCEADA
PSV-01	2,705,560.00	2,844,585.00
PSV-02	1,837,276.00	1,984,821.00
PSV-03	1,837,276.00	1,984,821.00
PSV-04	1,837,276.00	1,984,821.00
PSV-05	1,837,276.00	1,984,821.00
PSV-06	3,223,313.00	4,082,356.00
PSV-07	1,837,276.00	1,984,821.00
PSV-08	2,247,183.00	2,834,973.00
PSV-09	2,247,183.00	2,834,973.00
PSV-10	2,747,244.00	3,335,351.00
PSV-11	2,747,244.00	3,335,351.00
PSV-12	2,747,244.00	3,335,351.00
PSV-13	2,705,560.00	2,844,585.00
<u>PSV-14</u>	<u>2,705,560.00</u>	<u>2,844,585.00</u>
<b>Total</b>	<b>30,556,911.00</b>	<b>38,216,215.00</b>

(25 % más caras)

C A P I T U L O 11

D I M E N S I O N A M I E N T O D E L C A B E Z A L ,

P A R A E L P R O C E S O C R I O G E N I C O .

Método de cálculo del sistema de tuberías (Lapple).

El objetivo del diseño del sistema de tuberías, es obtener el menor diámetro de las tuberías, lo que también nos dará el menor costo, sin que se llegue a sobrepasar los límites de contrapresión permisible de las valvulas de relevo de presión. Las contrapresiones máximas permisibles, de acuerdo con el Código API-RP 520 son:

Para valvulas balanceadas,  $MCP P_b = 0.3 \text{ a } 0.5(P_s) + 14.7$

Para valvulas convencionales,  $MCP P_c = 0.1(P_s) + 14.7$

Donde:  $P_s$  es la presión de ajuste en lbs/pulg<sup>2</sup> manométricas

El Dimensionamiento de los sistemas de quemadores de chimenea, están basados en los calculos de las caidas de presión para flujos compresibles.

Diversos métodos han sido propuestos para hacer estos cálculos.

El más util es uno introducido por Lapple. Este método evita cálculos largos, por la utilización de gráficas, ver figs 1.

#### Ecuaciones Básicas para el Dimensionamiento.

El Dimensionamiento de un sistema de chimenea, invariablemente involucra el cálculo de la capacidad o el tamaño de una linea de tubería, y las presiones corriente arriba y corriente abajo.

Las ecuaciones para hacer estos calculos estan derivadas de las siguientes:

De la expresión para la máxima descarga a través de una tobera bajo condiciones de flujo isotérmico.

$$G_{\text{máx}} = 144 \left( \frac{PM}{2.718 RT_0} \right)^{0.5} \quad (1)$$

En donde:  $G_{\text{máx}}$  = Gasto masa velocidad máximo a través de una tobera bajo condiciones de flujo isotérmicas, lb/seg-ft<sup>2</sup>.

$P_0$  = Presión corriente arriba, en Lbs/pulg<sup>2</sup> abs.

$g$  = Aceleración debida a la gravedad,  $32.2 \frac{\text{lbm-ft}}{\text{lb}_f\text{-seg}^2}$

$M$  = Peso Molecular.

$R$  = Constante de los gases,  $1546 \frac{\text{lb}_f\text{-ft}}{\text{R-mol}}$

$T_0$  = Temperatura corriente arriba, en °R.

Esta ecuación puede reducirse a la siguiente:

$$G_{\text{máx}} = 12.6 P_o \left( \frac{M}{T_o} \right)^{0.5} \quad (2)$$

Por otro lado se tiene la ecuación para el gasto masa velocidad real a través de una tubería:

$$G = \frac{W (144)}{0.785 d^2 (3600)} \quad (3)$$

Donde: G = Gasto masa velocidad real en, lb/seg-ft<sup>2</sup>.

W = Gasto, en lbs/hr

d = diámetro interno de la tubería en pulgadas.

Dividiendo la ecuación (3) por la ecuación (2) obtenemos la siguiente relación:

$$W = 247 d^2 P_o \left( \frac{M}{T_o} \right)^{0.5} \left( \frac{G}{G_{\text{máx}}} \right) N \quad (4)$$

Donde: N = es la resistencia de las tuberías expresada como número de cargas velocidad y que además es un parámetro para la ecuación (4).

Como la relación (G/G<sub>máx</sub>) depende de N y también de la relación de presiones descendente y ascendente (P<sub>2</sub>/P<sub>o</sub>), en donde:

P<sub>2</sub> es la presión corriente abajo o descendente, en lbs/pulg<sup>2</sup>abs., es necesario multiplicar la ecuación (4), por la relación de presiones P<sub>2</sub>/P<sub>o</sub>, para obtener:

$$W = 247 d^2 P_2 \left( \frac{M}{T_o} \right)^{0.5} \left( \frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}} \right)^{-1} N \quad (5)$$

Esta ecuación puede escribirse también de la siguiente manera:

$$\left( \frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}} \right) N = \frac{247 P_2 d^2}{W} \left( \frac{M}{T_o} \right)^{0.5} \quad (6)$$

El Procedimiento para el cálculo de los diámetros de tuberías es el siguiente:

- 1.- Se supone un diámetro de tubería, d.
- 2.- Con los valores de:  $P_2$ , W, M,  $T_0$  y d y utilizando la ecuación (6) se calcula la relación;  $\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{m\acute{a}x}}\right) N$
- 3.- Se calcula el coeficiente de fricción (N) con la siguiente ecuación, para los tramos de tubería del cabezal.

$$N = \frac{4fL}{D} + \Sigma K$$

En donde: L = Longitud de la tubería , en pies.

D = diámetro interno, en pies

f = Factor de fanning, este valor varia con el número de Reynolds, pero para simplificar calculos se toma conservadoramente un valor de  $f = 0.004$ .

K = Es la resistencia de las conexiones de la tubería (codos, contracciones y ensanchamientos etc) expresadas como número de cargas velocidad, en pies.

- 4.- Con los valores de N y de  $\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{m\acute{a}x}}\right) N$  , se entra a la gráfica

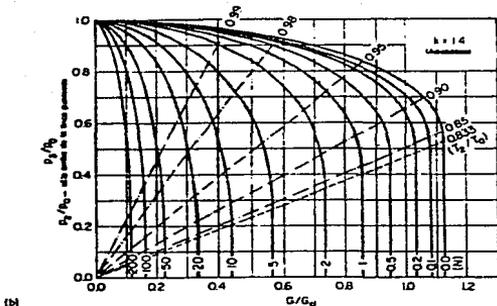
de Lapple ver siguiente página, para obtener la relación  $P_2/P_0$ , de donde se despeja el valor de la presión corriente arriba  $P_0$ . Si este valor de  $P_0$  es menor o igual al requerido, el diámetro supuesto es el correcto, en caso contrario, será necesario utilizar un diámetro mayor .

Para simplificar y agilizar los cálculos nos auxiliaremos de las tablas, las cuales resumen todos los datos de las válvulas:

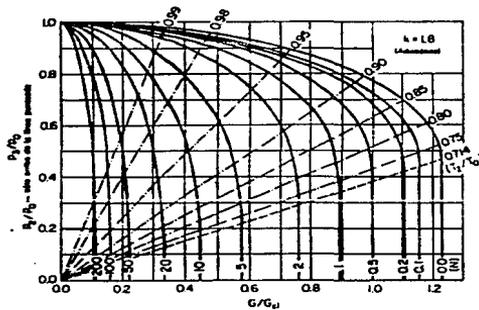
Tabla No 1.- Resumen de gastos, pesos moleculares y temperaturas

Tabla No 2.- Resumen de Longitudes y resistencias de las conexiones para todos los tramos de tubería del cabezal de desfogue.

Tabla No 3.- Resumen de las máximas contrapresiones permisibles para válvulas balanceadas y convencionales.



(a)



(b)

Figs 1.- Gráficas de Lapple para el cálculo de tuberías para fluidos compresibles con grandes caídas de presión.

TABLA No 1.

Gastos, Pesos Moleculares y Temperaturas para el cálculo de los diámetros de las tuberías del cabezal de desfogues de la Planta Recuperadora de Etano y Licuables.

Tramo (L)	Gasto W (lbs/hr)	Peso Molecular M (lb/mol)	Temperatura. T (°F)
I-1	207,789.0	16.53	310.0
I-5	243,304.0	16.53	-134.0
I-6	451,093.0	16.53	70.0
L-7	207,789.0	16.53	127.0
L-10	658,882.0	16.53	88.0
L-11	227,899.0	17.20	-135.0
L-14	886,781.0	16.70	31.0
L-15	227,899.0	17.20	-67.0
L-16	1,114,680.0	16.80	11.0
L-17	207,273.0	16.53	85.0
L-18	1,321,953.0	16.75	22.6
L-19	157,921.0	19.237	95.0
L-20	1,479,874.0	16.98	30.32
L-21	157,921.0	19.237	95.0
L-22	1,637,785.0	17.17	36.55
L-23	315,843.0	19.237	95.0
L-24	1,953,638.0	17.47	46.0

TABLA No 2

Longitudes y Resistencias de las conexiones de los diferentes tramos de tuberías, del cabezal de desfogues.

Tramo de tubería (L)	Longitud (Pies)	Resistencia de conexiones. (K en pies)
L-1	40.0	2.0
L-2	20.0	0.07
L-5	59.0	1.93
L-6	12.0	0.22
L-7	40.0	2.05
L-10	20.0	0.08
L-11	40.0	2.00
L-14	28.0	0.00
L-15	14.0	0.58
L-16	36.0	0.12
L-17	40.0	1.933
L-18	12.0	0.10
L-19	14.0	2.21
L-20	14.0	0.00
L-21	14.0	2.21
L-22	18.0	0.88
L-23	18.0	2.36
L-24	1021.0	0.00

TABLA No 3

$MCP P_b$  para valvulas balanceadas =  $0.4(P_s) + 14.7$

$MCP P_c$  para valvulas convencionales =  $0.1(P_s) + 14.7$

En donde  $MCP P$  es la máxima contrapresión permisible de la válvula ya sea (b) balanceada o (c) convencional y que es especificada por los códigos, en lbs/pulg<sup>2</sup>abs.

$P_s$  = es la presión de ajuste de la válvula en lbs/pulg<sup>2</sup>man.

Válvula No	Tipo	Presión de Ajuste	MCP P
PSV-01	Convencional	748.0	89.5
PSV-02	Convencional	748.0	89.5
PSV-03	Convencional	748.0	89.5
PSV-06	Balanceada	225.5	104.9
PSV-07	Balanceada	740.0	310.7
PSV-09	Balanceada	242.0	111.5
PSV-11	Balanceada	293.7	132.18
PSV-12	Balanceada	242.0	111.5
PSV-14	Balanceada	770.0	322.7

Determinación de Gastos, Pesos Moleculares y Temperaturas desarrolladas durante el cálculo de las tuberías del cabezal de desfuegos, ejemplo para el tramo L-18.

a) Gasto  $W$  en lbs/hr:  $W_{L-18} = W_{L-17} + W_{L-16}$

$$W_{L-18} = 1,114,680.0 + 207,273.0 = 1,321,953.0 \text{ lbs/hr}$$

b) Peso Molecular:  $M_{L-18} = \frac{W_{L-18}}{m_{L-18}} = \frac{\text{lbs/hr}}{\text{moles/hr}} = \frac{\text{Lbs}}{\text{moles}}$

En donde:  $m$  = moles/hr

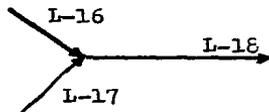
$M$  = Peso Molecular.

$$m_{L-18} = \frac{W_{L-16}}{M_{L-16}} + \frac{W_{L-17}}{M_{L-17}}$$

$$m_{L-18} = \frac{1,114,680.0}{16.80} + \frac{207,273.0}{16.53} = 78,889.2 \text{ moles/hr}$$

$$\text{Peso Molecular} = \frac{W_{L-18}}{m_{L-18}} = \frac{1,321,953.0 \text{ lbs/hr}}{78,889.0 \text{ moles/hr}} = 16.75 \text{ lb/mol.}$$

c) Temperatura.



a) Proceso Adiabático.- La entalpia es constante:

$$AH_{16-18} = AH_{17-18}$$

Siendo  $AH$  el cambio de entalpia en BTU/HR.

También se expresa como:  $AH = W C_p AT$

En donde:

$C_p$  = Calor específico en BTU/Lb<sup>o</sup>F

$AT$  = Diferencias de temperaturas en <sup>o</sup>F.

$W$  = Gasto masa en Lbs/hr.

$$W_{L-16} C_{pL-16} (T_{L-18} - T_{L-16}) = W_{L-17} C_{pL-17} (T_{L-17} - T_{L-18})$$

como  $C_{pL-16, L-17, L-18}$  = son iguales:

$$W_{L-16} T_{L-18} - W_{L-16} T_{L-16} = W_{L-17} T_{L-17} - W_{L-17} T_{L-18}$$

$$T_{L-18} (W_{L-16} + W_{L-17}) = W_{L-17} T_{L-17} + W_{L-16} T_{L-16}$$

$$T_{L-18} = \frac{W_{L-17} T_{L-17} + W_{L-16} T_{L-16}}{W_{L-16} + W_{L-17}}$$

$$T_{L-18} = \frac{207,273.0(85.0) + 1,114,680.0(11.0)}{1,321,953.0} = 22.60^{\circ}\text{F}$$

De esta manera se calculan las temperaturas, pesos moleculares y flujos para todos los tramos del cabezal de desfogues. Todos estos datos están resumidos en la tabla No 1.

Cálculo de los diámetros de tuberías del cabezal de desfuegos, considerando todo el sistema, ver DTI-03 y fig 1.

Tramo L-24, del punto A al punto B.

Iniciaremos nuestro primer cálculo, estableciendo una presión en el tanque de sello de 1 Psig, por lo tanto la presión corriente abajo será:  $P_2 = 1 \text{ Psig} + 14.7 = 15.7 \text{ Psia}$ .

Longitud de la tubería = L = 1021.0 pies

Flujo = W = 1,953,638.0 lb/hr

$T_o = 46^\circ\text{F} + 460 = 506^\circ\text{R}$

M = 17.47 lb/mol

K = 0

$$N = \frac{4fL}{D} + K_{\text{total}}$$

f = 0.004

K = Resistencia de las conexiones de la tubería en pies.

Como primera aproximación supondremos un diámetro de 36 pulgadas

$$D = 36 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 3.0 \text{ pies.}$$

$$N = \frac{4(0.004)(1021.0 \text{ pies})}{3.0 \text{ pies}} = 5.44$$

$$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = \frac{247(15.7 \text{ lb/pulg}^2)(36 \text{ pulg})^2}{1,953,638.0 \text{ lb/hr}} \sqrt{\frac{17.47 \text{ lb/mol}}{506^\circ\text{R}}}$$

$$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.478$$

Entrando a la gráfica de Lapple con  $N = 5.44$  y  $\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.478$ ,

Leemos el valor para  $P_2/P_o = 0.26$ ; por lo tanto tenemos que la presión corriente arriba  $P_o = 15.7/0.26 = 60.38 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

Efectuando el mismo cálculo pero ahora para un diámetro de 42 pulg.

Tenemos:

$$D = 42 \text{ pulg} \times 1 \text{ pie}/12 \text{ pulg} = 3.5 \text{ pies.}$$

$$N = \frac{4(0.004)(1021 \text{ ft})}{3.5 \text{ ft}} = 4.66$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = \frac{247(15.7 \text{ lb/pulg}^2)(42 \text{ pulg})^2}{1,953,638.0 \text{ lb/hr}} \sqrt{\frac{17.47 \text{ lb/mol}}{506^\circ\text{R}}}$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.65$$

Con estos valores obtenemos gráficamente  $P_2/P_0 = 0.39$  ;  $P_0 = \frac{15.7}{0.39}$   
 $P_0 = 40.25 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

D (nominal) (Pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N$	N	Presión en el punto B (lb/pulg <sup>2</sup> abs)
36	0.478	5.44	60.38
42	0.65	4.66	40.25

Tomamos como resultado del primer cálculo, el diámetro de 42 pulg.

Ya que con el valor de  $\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.478$  , para una tubería de 36 pulg

nos encontramos muy cerca al límite de flujo sónico, en el cual no es recomendable trabajar ya que obtendremos caídas de presión más grandes.

Tramo L-22, del punto B al punto C.

L = 18 pies

Resistencias de las conexiones K:

1 codo std 90° ; K = 0.8

1 Contracción de 36" a 42" ;  $d_1/d_2 = 0.85$  ; K = 0.080

$$N = \frac{4(0.004)(18.0 \text{ pies})}{3.0 \text{ pies}} + 0.88 = 0.976$$

Diámetro supuesto = 36 pulg x  $\frac{1 \text{ Pie}}{12 \text{ pulg}}$  = 3.0 pies.

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.4628 \quad \text{y} \quad P_2/P_0 = 0.88 ; P_0 = \frac{40.25}{0.88} = 45.74 \text{ lb/pulg}^2$$

Repetiendo el mismo cálculo pero ahora para un diámetro de 30 pulg tenemos los siguientes resultados:

D Nominal (pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N$	N (Pies)	Presión en el punto C. (lb/pulg <sup>2</sup> abs)
30	1.015	1.125	54.39
36	1.462	0.976	45.74

Tomamos el valor de 36 pulgadas para este tramo y continuamos el cálculo de los siguientes puntos.

Tramo L-20, del punto C al punto D.

L = 14.0 pies

Presión corriente abajo =  $P_C = 45.74$  lbs/pulg<sup>2</sup>abs.

Flujo = W = 1,479,874.0 lb/hr

$t_0 = 30.32^\circ\text{F} + 460 = 490.32^\circ\text{R}$

M = 16.98 lb/mol

Diámetro supuesto =  $D = 30$  pulg  $\times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 2.5$  pies

Resistencias de las conexiones K:

1 Contracción de 30" a 36" ; K = 0.042

$N = \frac{4(0.004)(14)}{2.5 \text{ pies}} + 0.042 = 0.1316$  pies

$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.278$ , por lo tanto:  $P_2/P_0 = 0.88$  ;  $P_0 = \frac{45.74}{0.88}$

$P_0 = 51.97$  lb/pulg<sup>2</sup>abs.

Calculando ahora para otros diámetros tenemos los siguientes resultados:

D (Nominal) (pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N$	N (Pies)	Presión en el punto D. (lbs/pulg <sup>2</sup> abs)
24	0.818	0.372	63.089
30	1.278	0.1316	51.97
36	1.84	0.0750	46.14

Conservadoramente tomamos el valor de 36 pulg, para este tramo  
Para evitar alcanzar el valor limite de las MCCP de las válvulas  
que se encuentran más adelante.

Tramo I-18, del punto D al punto E.

$$P_D = 48.14 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$$

$$L = 12 \text{ pies}$$

$$\text{Flujo} = W = 1,321,953.0 \text{ lbs/hr}$$

$$T_o = 482.6 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$M = 16.75 \text{ lb/mol}$$

Suponemos un diámetro de 30 pulg, para este tramo

Resistencias de las conexiones K;

1 Contracción de 36" a 30" ; K = 0.1

$$N = \frac{4(0.004)(12 \text{ pies})}{2.5 \text{ pies}} + 0.1 = 0.1768$$

$$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.5, \text{ por lo tanto: } P_2/P_o = 0.90 ; P_o = \frac{48.14 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.90}$$

$$\text{Presión corriente arriba } P_o = 53.49 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$$

Tramo I-17

Del punto E a la válvula de relevo y seguridad PSV-06.

$$L = 40 \text{ pies}$$

$$P_E = 53.5 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$$

$$MCCP_b = 104.9 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs en PSV-06}$$

$$\text{Flujo} = W = 207,273.0 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 545 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$M = 16.53 \text{ lb/mol.}$$

Resistencia de las conexiones K;

2 codos std 90° ; K = 0.8 x 2 = 1.60

1 Contracción de 10"/30" = 0.333

$$K_{\text{total}} = 1.933$$

$$N = \frac{4(0.004)(40.0 \text{ pies})}{0.833 \text{ ft}} + 1.933 = 2.70$$

Diámetro de la brida de salida de la válvula = 10 pulg.

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.11$$

con estos dos valores obtenemos gráficamente que:  $P_2/P_0 = 0.67$   
 $P_0 = 53.5/0.67 = 79.85 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

Tramo L-19

Del punto D a la válvula de relevo y seguridad PSV-03.

Presión en el punto D =  $P_D = 48.14 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

L = 14.0 pies.

W = 157,921.0 lbs/hr

To = 555°R

M = 19.237 lb/mol

Resistencias de las conexiones K:

2 codos std 90° ; K = 1.6

1 Contracción de 8" a 36" ;  $d_1/d_2 = 8"/36" = 0.222$  ; K = 0.43.

1 Contracción de 8" a 6" ;  $d_1/d_2 = 6"/8" = 0.75$  ; K = 0.18

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.43 + 0.18 = 2.21$$

$$N = \frac{4(0.004)(14 \text{ pies})}{0.667 \text{ ft}} + 2.21 = 2.54$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.897$$

Entrando a la gráfica de lapple con estos dos valores para obtener:  $P_2/P_0 = 0.60$  ;  $P_0 = 48.14/0.60 = 80.23 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

Como tenemos un valor de la MCPP<sub>c</sub> = 89.5 lbs/pulg<sup>2</sup>abs, el cual es mayor que el valor calculado de la presión corriente arriba el diámetro de tubería elegido, es el correcto.

Tramo L-21

Del punto C a la válvula de relevo y seguridad PSV-02.

Presión en C =  $P_C = 45.74 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs.}$

MCPP<sub>c</sub> en PSV-02 = 89.5 lb/pulg<sup>2</sup>abs.

Flujo = W = 157,921.0 lb/hr

To = 555°R

M = 19.237 lb/mol

Diámetro de la brida de salida = 6 pulg

Resistencias de las conexiones K:

2 codos std 90° ; K = 1.6

1 contracción de 36" a 8" ;  $d_1/d_2 = 8"/36" = 0.22$  ; K = 0.43

1 contracción de 8" a 6" ;  $d_1/d_2 = 6"/8" = 0.75$  ; K = 0.18

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.43 + 0.18 = 2.21$$

L = 14 pies

$$N = \frac{4(0.004)(14 \text{ ft})}{0.667 \text{ ft}} + 2.21 = 2.53 \text{ pies}$$

$$\left( \frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}} \right)_N = 0.85$$

obtenemos el siguiente valor:  $P_2/P_0 = 0.57$

Por lo tanto,  $P_0 = 45.74/0.57 = 80.24 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs.}$

Como el valor de la  $MCP_{P_c}$  de la válvula es mayor que el dato obtenido de  $P_0$  se utilizará una válvula tipo convencional.

Tramo L-23

Del punto B a la válvula de relevo y seguridad PSV-01.

Presión en el punto B =  $P_B = 40.25 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

En este tramo va a ser necesario colocar un subcabezal de 12" de diámetro, en el cual va a ir conectada la tubería de descarga de la válvula cuyo diámetro es de 6", todo esto se hizo para evitar caer dentro del flujo sónico en la gráfica de Lapple (ver anexos). También pudo haberse colocado una válvula de relevo y seguridad tipo balanceada, utilizando una tubería de 8" de diámetro.

L = 18 pies

Flujo =  $W = 315,843.0 \text{ lbs/hr}$

$T_0 = 555^\circ \text{R}$

$M = 19.237 \text{ lb/mol}$

Resistencias de las conexiones K:

2 codos std 90° ; K = 1.6

1 contracción de 42" a 12" ;  $d_1/d_2 = 12"/42" = 0.285$  ; K = 0.42

1 contracción de 12" a 6" ;  $d_1/d_2 = 6"/12" = 0.5$  ; K = 0.34.

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.42 + 0.34 = 2.36$$

$$N = \frac{4(0.004)(16 \text{ pies})}{1 \text{ pie}} + 2.36 = 2.65$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.84$$

Por lo tanto:  $P_2/P_0 = 0.56$  y  $P_0 = \frac{40.25 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.56} = 71.87 \text{ lb/pulg}^2$

Como tenemos una  $MCP_{c_0} = 89.5 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ , el arreglo propuesto es adecuado.

Tramo L-16, del punto E al punto F

Presión en el punto E =  $P_E = 53.5 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

L = 36 pulgadas

Flujo =  $W = 1,114,680.0 \text{ lbs/hr}$

$T_0 = 471 \text{ } ^\circ\text{R}$

M = 16.8 lb/mol

$$\text{Diámetro propuesto } D = 24 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 2.0 \text{ ft}$$

Resistencias de las conexiones K:

1 contracción de 30" a 24" ;  $d_1/d_2 = 24"/30" = 0.80$  ;  $K = 0.12$

$$N = \frac{4(0.004)(36 \text{ pulg})}{2.0 \text{ pies}} + 0.12 = 0.408$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.29$$

Por lo tanto:  $P_2/P_0 = 0.86$  y  $P_0 = \frac{53.5 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.86}$

Presión ascendente  $P_0 = 62.2 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

Tramo L-15.

Del punto F a la válvula de relevo y seguridad PSV-07

Presión en el punto F =  $62.2 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

$MCP_{c_0} = 88.7 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$  en la válvula PSV-07.

L = 14 pies

Flujo =  $W = 227,899.0$  lbs/hr

$T_o = 393$  °R

$M = 17.20$  lb/mol

Resistencias de las conexiones K:

1 contracción de 24" a 8" ;  $K = 0.4$

1 contracción de 8" a 6" ;  $K = 0.18$

$K_{total} = 0.4 + 0.18 = 0.58$

$N = \frac{4(0.004)(14 \text{ ft})}{0.667} + 0.58 = 0.91$

$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{m\acute{a}x}}\right)_N = 0.90$

Con estos dos valores y la gráfica de Lapple obtenemos:

$P_2/P_o = 0.71$  ; despejando  $P_o = 62.2/0.71 = 87.6$  lb/pulg<sup>2</sup>abs.

D (Nominal) (pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{m\acute{a}x}}\right)_N$	N (Pies)	Presión en PSV-07 (lbs/pulg <sup>2</sup> abs)
8	0.90	0.91	87.60
8	0.90	2.66	103.66

Reduciendo el número de conexiones lograremos disminuir el valor de N y obtenemos un resultado de presión en PSV-07, que todavía es menor al valor de la  $MCP P_c$  para una válvula convencional. Sin embargo el margen entre estos dos valores es muy estrecho, por lo que sería conveniente utilizar una válvula tipo balanceada la cual tiene una  $MCP P_b = 310.7$  lbs/pulg<sup>2</sup>abs. Esto se hace para evitar que esta se bloquee en su descarga cuando las demás válvulas también cesofuguen.

Tramo L-14

Del punto F al punto G.

Presión en el punto F =  $P_F = 62.2$  lb/pulg<sup>2</sup>abs.

L = 28 pies

Flujo =  $W = 286,781.0$  lbs/hr

$T_o = 491$  °R

$M = 16.7$  lb/mol

Diámetro supuesto para este tramo = 20 pulg = 1.667 pies

Resistencias de las conexiones K:

1 Reducción de 24" a 20" ;  $d_1/d_2 = 0.833$  ;  $K = 0.08$

$$N = \frac{4(0.004)(28 \text{ pies})}{1.667 \text{ ft}} + 0.08 = 0.35$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.28$$

Obtenemos un valor de  $P_2/P_0 = 0.88$  ;  $P_0 = \frac{62.2 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.88}$

Los resultados para un diámetro de 20 y 24 son:

D (Nominal) (pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N$	N (pies)	Presión en G (lbs/pulg <sup>2</sup> abs)
20	1.28	0.35	70.68
24	1.84	0.224	66.17

Conservadoramente tomamos el valor de 66.17 para el punto G por lo tanto  $P_G = 66.17 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs}$ .

Tramo L-10

Del punto G al punto H.

Presión en el punto G =  $P_G = 66.17 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

Flujo =  $W = 658,882.0 \text{ lb/hr}$

$T_0 = 548^\circ \text{R}$

$M = 16.53 \text{ lb/mol}$

Resistencias de las conexiones K:

1 reducción de 24" a 20" ;  $d_1/d_2 = 20"/24" = 0.833$  ;  $K = 0.08$

L = 20 pies

$$N = \frac{4(0.004)(20 \text{ pies})}{1.667 \text{ ft}} + 0.08 = 0.27$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.72$$

$P_2/P_0 = 0.92$  ; despejando  $P_0 = 66.17/0.92 = 71.92 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

Por consiguiente  $P_H = 71.92 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

Tramo L-6

Del punto H al punto I

Presión en el punto H =  $71.92 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

L = 12 pies

Flujo = W = 451,093.0 lbs/hr

To =  $530^\circ \text{R}$

M = 16.53 lb/mol

Diámetro supuesto = 14 pulg = 1.1667 pies

Resistencia de las conexiones K:

1 Contracción de 20" a 14" ;  $d_1/d_2 = 14"/20" = 0.70$  ; K = 0.22

$$N = \frac{4(0.004)(12 \text{ pies})}{1.1667 \text{ pies}} + 0.22 = 0.384$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{MAX}}\right)_N = 1.36$$

Por lo tanto de la gráfica de Lapple  $P_2/P_0 = 0.87$

y despejando  $P_0 = 71.92 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.} / 0.87 = 82.66 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

Presión en el punto I =  $82.66 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

Tramo L-2

Del punto I al punto K

Presión en el punto I =  $P_I = 82.66 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

L = 20 pies

Flujo = W = 207.787.0 lb/hr

To =  $770^\circ \text{R}$

M = 16.53 lb/mol

Diámetro supuesto = 12 pulg = 1 pie

Resistencias de las conexiones K:

1 Contracción de 14" a 12" ;  $d_1/d_2 = 0.85$  ; K = 0.07

$$N = \frac{4(0.004)(20 \text{ pies})}{1.0 \text{ pies}} + 0.07 = 0.39$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{MAX}}\right)_N = 2.07$$

De la gráfica de Lapple:  $P_2/P_0 = 0.94$  ;  $P_0 = \frac{82.66 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}}{0.94}$

Presión ascendente  $P_0 = 87.94 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

Calculando ahora para un diámetro de 10 pulg, obtenemos:

D (Nominal) (Pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N$	N (Pies)	Presión en el punto K. (Lbs/pulg <sup>2</sup> abs)
10	1.45	0.58	96.02
12	2.07	0.39	87.94

Valor elegido para este tramo 12 pulgadas, con una presión corriente arriba de  $P_0 = 87.94 \text{ lb/pulg}^2\text{abs}$ .

#### Tramo L-1

Del punto K a la válvula de relevo y seguridad PSV-14.

Presión en el punto K =  $P_K = 87.94 \text{ lb/pulg}^2\text{abs}$

$M\text{C}\text{P}\text{P}_b = 322.7 \text{ lb/pulg}^2\text{abs}$

$M\text{C}\text{P}\text{P}_c = 91.7 \text{ lbs/pulg}^2\text{abs}$

L = 40 pies

Flujo =  $W = 207,789.0 \text{ lbs/hr}$

$T_0 = 770 \text{ }^\circ\text{R}$

$M = 16.53 \text{ lb/mol}$

Resistencias de las conexiones K:

2 codos std 90° ; K = 1.6

1 Contracción de 12" a 8" ;  $d_1/d_2 = 0.667$  ; K = 0.23

1 contracción de 8" a 6" ;  $d_1/d_2 = 0.75$  ; K = 0.17

$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.23 + 0.17 = 2.0$

$$N = \frac{4(0.004)(40 \text{ pies})}{0.667 \text{ ft}} + 2.0 = 2.96$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.98 \text{ y gráficamente leemos } P_2/P_0 = 0.62 ;$$

$$P_0 = 87.94/0.62 = 141.83 \text{ lb/pulg}^2\text{abs}.$$

Como la Máxima contrapresión permisible para una válvula convencional ( $M\text{C}\text{P}\text{P}_c$ ) es fácilmente rebasada por el valor de  $P_0$  obtenido, tendremos que utilizar una válvula balanceada la cual tiene una  $M\text{C}\text{P}\text{P}_b = 322.7 \text{ Psia}$ .

#### Tramo L-5

Del punto I a la válvula de relevo y seguridad PSV-12.

Presión en el punto I =  $P_I = 82.66 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs.}$

$MCP_{P_b} = 111.5 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs,}$  para una válvula balanceada.

Diámetro de la brida de salida = 8 pulgadas

L = 59 pies

Diámetro supuesto = 10 pulg = 0.833 pies

Flujo =  $W = 243,303.92 \text{ lbs/hr}$

$T_o = 326 \text{ }^\circ\text{R}$

$M = 16.53 \text{ lb/mol}$

Resistencias de las conexiones K:

2 codos std  $90^\circ$  ;  $K = 1.60$

1 contracción de 14" a 10" ;  $d_1/d_2 = 0.71$  ;  $K = 0.21$

1 contracción de 10" a 8" ;  $d_1/d_2 = 0.80$  ;  $K = 0.12$

$K_{\text{total}} = 1.93$

$N = \frac{4(0.004)(59 \text{ pies})}{0.833 \text{ ft}} + 1.93 = 3.06$

$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.88$

Con estos valores obtenemos la relación de presiones  $P_2/P_o = 0.825$

de la cual despejamos el valor de la presión ascendente  $P_o = \frac{82.66}{0.825}$

$P_o = 100.2 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs}$

Como tenemos que la  $MCP_{P_b} = 111.5 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs,}$  utilizaremos una válvula Balanceada con fuelle o pistón, y el diámetro del tramo de la tubería será de 8 pulgadas.

Tramo L-7

Del punto H a la válvula de relevo y seguridad PSV-11

$MCP_{P_b} = 132.18 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs,}$  para una válvula Balanceada.

Presión en el punto H =  $P_H = 71.92 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

L = 40 pies

Diámetro de la brida de salida de la válvula = 8 pulg.

Diámetro supuesto para el cálculo = 10 pulg = 0.833 pies.

Flujo =  $W = 207,789.0 \text{ lbs/hr}$

$T_o = 567 \text{ }^\circ\text{R}$

$M = 16.53 \text{ lb/mol}$

Resistencias de las conexiones K:

2 codos std 90° ; K = 1.60

1 contracción de 20" a 10" ;  $d_1/d_2 = 0.5$  ; K = 0.33

1 contracción de 10" a 8" ;  $d_1/d_2 = 0.8$  ; K = 0.12

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.33 + 0.12 = 2.05$$

$$\left( \frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}} \right)_N = 1.43$$

$$N = \frac{4(0.004)(40 \text{ pies})}{0.833 \text{ pies}} + 2.05 = 2.81 \text{ pies}$$

Leemos gráficamente la relación  $P_2/P_0 = 0.77$  ;  $P_0 = 71.92/0.77$  ,  
 $P_0 = 93.4 \text{ lb/pulg}^2_{\text{abs}}$ .

Como tenemos un valor de  $MCP_{p_0}$  mayor que el valor obtenido en el mismo punto, de la presión ascendente  $P_0$  el diámetro supuesto es el correcto, y la válvula elegida será una del tipo BALANCEADA.

Tramo L-11

Del punto G a la válvula de relevo y seguridad PSV-09.

Presión en el punto G =  $P_G = 66.17 \text{ lbs/pulg}^2_{\text{abs}}$

$MCP_{p_0} = 111.5 \text{ lbs/pulg}^2_{\text{abs}}$ , para una válvula balanceada.

L = 40 pies

Diámetro de la brida de salida de la válvula = 8 pulgadas.

Diámetro supuesto para el cálculo = 8 pulgadas.

Flujo = W = 227,899.0 lb/hr

$T_0 = 325^{\circ}\text{R}$

M = 17.20 lb/mol

Resistencias de las conexiones K:

2 codos std 90° ; K = 0.8 x 2 = 1.6

1 contracción de 24" a 8" ;  $d_1/d_2 = 8"/24" = 0.334$  ; K = 0.4

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.4 = 2.0$$

$$N = \frac{4(0.004)(40 \text{ pies})}{0.667 \text{ pies}} + 2.0 = 2.96$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.055$$

El valor de la relación de presiones ascendente y descendente es  $P_2/P_0 = 0.64$  ;  $P_0 = 66.17/0.64 = 103.4 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

Como el valor de la  $MCP P_d$  es mayor que el valor obtenido para la misma válvula utilizando el método de Lapple , el resultado obtenido es el correcto, y el tipo de válvula que vamos a utilizar es la de fuelle balanceada.

Todos estos resultados son resumidos en la fig 1, para hacer todos estos cálculos hay que tomar en cuenta las tablas No 1, 2 y 3 , así como el DTI-03, Diagrama de arreglo general del sistema de desfuegos elaborado anteriormente con ayuda de los DTI's 1 y 2.

Fig. 1 Diámetros y presiones desarrolladas durante el cálculo del cabezal de desfogues para la planta Criogénica.

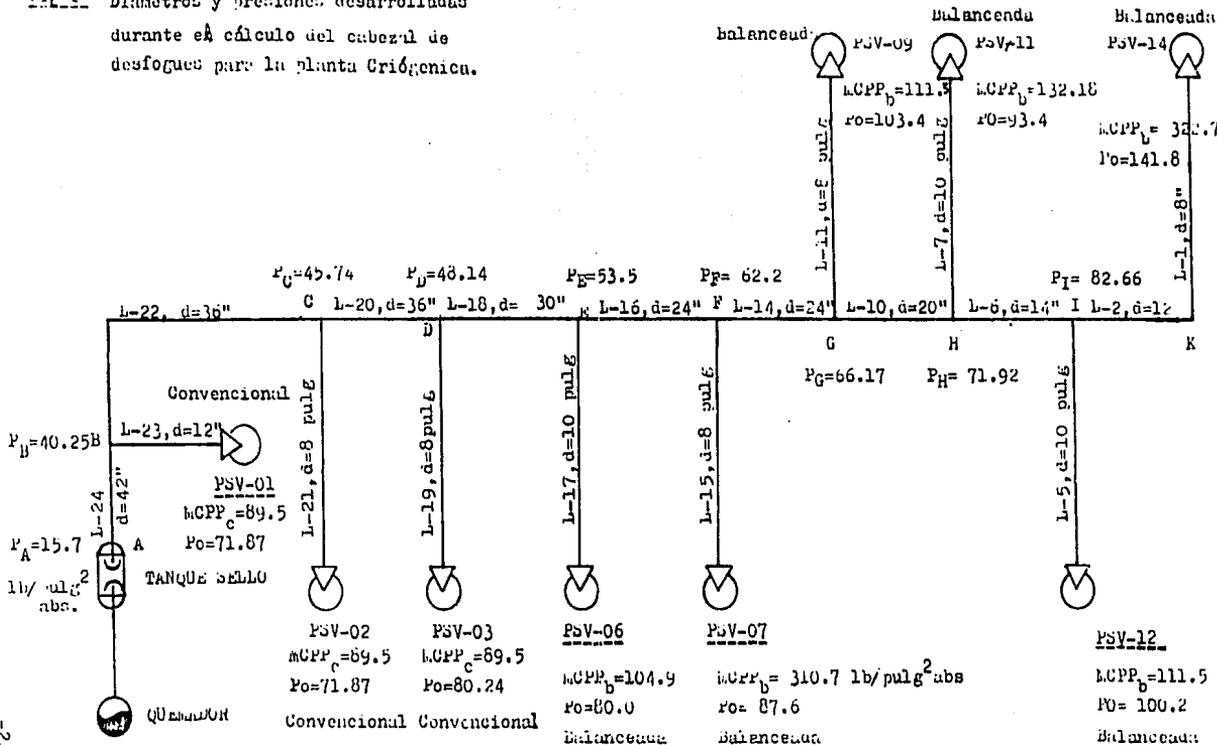
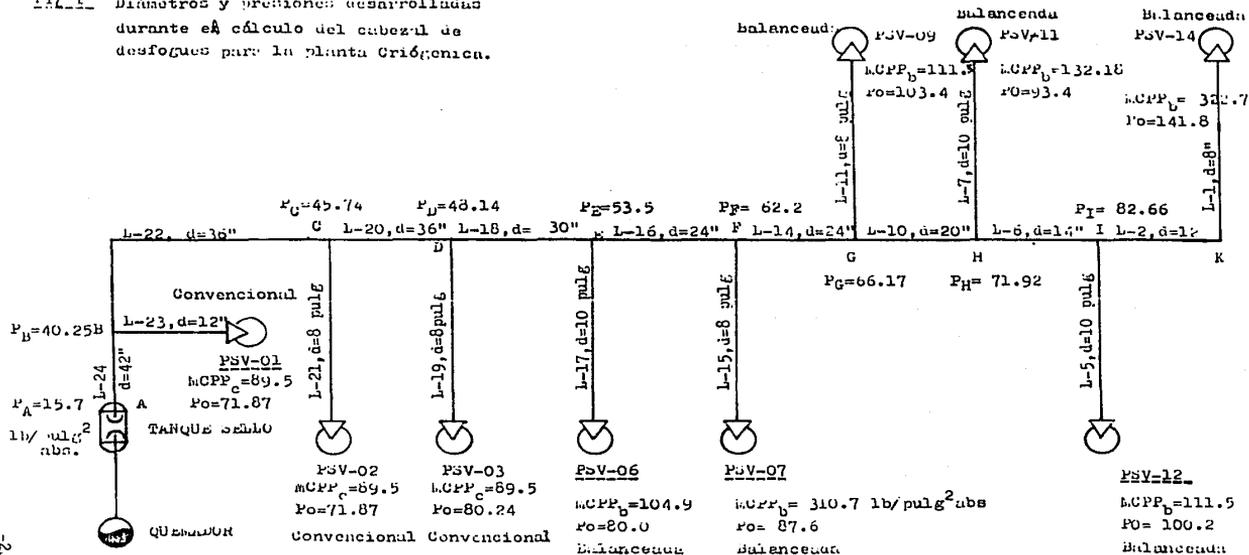


Fig. 1 Diámetros y presiones desarrolladas durante el cálculo del cabezal de desfogues para la planta Criogenica.



Como es poco factible, para este tipo de proceso (criógeno) que una sola causa de sobrepresión ocurra al mismo tiempo en todo el proceso por descarga bloqueada, (lo cual si podría ocurrir en otro tipo de proceso) y por consiguiente todas las valvulas de relevo-seguridad descarguen simultaneamente, se deben analizar cuidadosamente las fallas más criticas que pueden llegar a presentarse durante la operación del proceso, para así determinar cuantas valvulas van a relevar al mismo tiempo, así como la masa total que se va a relevar. Si se diseña el cabezal para el caso más critico, al mismo tiempo se estará diseñando este para otros casos que se llegarán a presentarse en otros equipos del mismo proceso. Las causas de sobrepresión más comunes que pueden llegarse a presentar son: .

- 1.- Fuego en toda la planta.
- 2.- Falla de agua de enfriamiento
- 3.- Falla Electrico-Neumática.

Para nuestro caso en particular tenemos que las causas más criticas de sobrepresión que pueden llegar a presentarse son:

- 1.- Para el compresor GE-2A o GB-2B, por descarga bloqueada o por falla eléctrico-neumática.
- 2.- Falla Neumatico-Eléctrica en el control automático de los Deshidratadores DA-2 A B, C D.

- 1.- El paro del compresor afecta los siguientes equipos:

Compresor GB-2A o 2B.

Compresor GB-1A o 1B

Torre desmetanizadora DA-1

Expansor GC-1A o 1B.

Tanque separador de alta presión FA-2.

- 2.- Para el caso No 2 los equipos afectados serian los siguientes:  
Separador de carga FA-1  
Deshidratadores DA-2 A B o DA-2C D.

Como podemos ver la causa más critica es el paro del compresor GB-2A o 2B, y el número de valvulas que relevarian, simultaneamente serian 5 valvulas, ver DTI's No 1 y 2.

Por lo tanto el cabezal de desfuegos debe diseñarse para la masa a relevar por estas 5 valvulas.

SISTEMA DE DISPOSICION:

DIMENSIONAMIENTO DEL CABEZAL Y RAMALES DE DESFOGUE  
(CASO CRITICO).

1/o Método de Solución.

Cálculo de los diámetros de tuberías del cabezal de asfuegos.

Tramo L-9

Del punto A al punto B.

Presión en el punto A = Presión en el tanque de sello.

$$P_A = 20 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs.}$$

$$L = 1100 \text{ pies}$$

$$\text{Flujo } W = 1,114,680.0 \text{ lbs/hr}$$

$$T_o = 471^\circ\text{R}$$

$$M = 16.80 \text{ lb/mol}$$

Resistencias de las conexiones K:

$$1 \text{ codo std } 90^\circ \quad K = 0.80$$

Suponiendo un diámetro  $D = 30$  pulg, Tomando a  $P_A$  como la presión corriente abajo y por medio de la gráfica de Lapple podremos determinar la presión corriente arriba  $P_o = P_B$  y así de esta manera se continuará el cálculo para todos los tramos del cabezal.

$$D = 30 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 2.5 \text{ ft}$$

$$N = \frac{4(0.004)(1,100 \text{ ft})}{2.5 \text{ ft}} + 0.80 = 7.84$$

$$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = \frac{247(20 \text{ lb/pulg}^2)(30.0 \text{ pulg})^2}{1,114,680.0 \text{ lb/hr}} \sqrt{\frac{16.80 \text{ lb/mol}}{471^\circ\text{R}}}$$

$$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.75$$

Entrando a la gráfica de Lapple con estos dos valores tenemos:

$$P_2/P_o = 0.38, \text{ por lo tanto: } P_o = 20/0.38 = 52.63 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$$

Por lo tanto la presión en el punto B será de  $52.63 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$  y con este valor se iniciará el cálculo para el siguiente tramo del cabezal.

Tramo L-7

Del punto B al punto C.

$$P_2 = P_B = 52.63 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$$

$$L = 28 \text{ pies.}$$

$$\text{Flujo } W = 886,781.0 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 491^\circ \text{R}$$

$$M = 16.70 \text{ lb/mol}$$

Resistencia de las conexiones K:

$$1 \text{ Contracción de } 30 \text{ a } 24": d_1/d_2 = 24"/30" = 0.8 ; K = 0.12$$

$$\text{Diámetro supuesto } D = 24 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 2.0 \text{ ft}$$

$$N = \frac{4(0.004)(28 \text{ pies})}{2.0 \text{ ft}} + 0.12 = 0.344$$

$$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.55$$

Con estos valores encontramos que:  $P_2/P_o = 0.90$

$$\text{Por lo tanto } P_o = 52.63/0.90 = 58.47 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs.}$$

Tramo L-5

Del punto C al punto D.

$$P_2 = P_C = 58.47 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$$

$$L = 20 \text{ pies}$$

$$\text{Flujo } W = 658,882.0 \text{ lbs/hr}$$

$$T_o = 548^\circ \text{R}$$

$$M = 16.53 \text{ lb/mol}$$

$$\text{Diámetro supuesto} = 18 \text{ pulg} = 1.5 \text{ ft.}$$

Resistencia de las conexiones K:

$$1 \text{ contracción de } 20" \text{ a } 18" ; d_1/d_2 = 18"/20" = 0.90 ; K = 0.04$$

$$N = \frac{4(0.004)(20.0 \text{ pies})}{1.5 \text{ ft}} + 0.04 = 0.25$$

$$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.23$$

Por lo tanto:  $P_2/P_o = 0.86$  ;  $P_o = \frac{58.47 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.86} = 67.98 \text{ lb/pulg}^2$ .

D (Nominal) (pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N$	N (pies)	Presión en D. (lb/pulg <sup>2</sup> abs)
18	1.23	0.25	67.98
20	1.52	0.19	64.25

Diámetro escogido 20 pulgadas.

Tramo L-3

Del punto D al punto E.

Presión en E =  $P_E = 64.25 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

L = 12 pies

Flujo: W = 451,093.0 lb/hr

$T_o = 530^\circ \text{R}$

M = 16.53 lb/mol

Diámetro supuesto D =  $18 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 1.5 \text{ pies}$

Resistencia de las conexiones K:

1 Contracción de 20" a 18" ;  $d_1/d_2 = 18"/20" = 0.9$  ; K = 0.04

$N = \frac{4(0.004)(12 \text{ pies})}{1.5} + 0.04 = 0.168$

$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 2.01$

Por lo tanto: de la gráfica de Lapple tenemos  $P_2/P_o = 0.94$  ;

$P_o = \frac{64.25 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.94} = 68.35 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$ .

D (Nominal) (Pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N$	N (Pies)	Presión en E. (lb/pulg <sup>2</sup> abs)
14	1.21	0.384	75.58
18	2.01	0.168	68.35

Diámetro elegido = 18 pulgadas.

Tramo L-1.

Del punto E a la válvula de relevo y seguridad PSV-13

Presión en el punto E =  $P_E = 68.35 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

L = 60 pies

Flujo  $\dot{W} = 207,789.0 \text{ lb/hr}$

$T_o = 770^\circ \text{R}$

$M = 16.53 \text{ lb/mol}$

Diámetro de la brida de salida = 6 pulg.

Diámetro supuesto = 8 pulg x 1 pie/12 pulg = 0.667

Resistencias de las conexiones K:

1 Contracción de 18" a 8" ;  $d_1/d_2 = 8"/18" = 0.444$  ;  $K = 0.36$

1 Contracción de 8" a 6" ;  $d_1/d_2 = 6"/8" = 0.75$  ;  $K = 0.17$

1 codo std  $90^\circ$  ;  $K = 0.8$

$$K_{\text{total}} = 0.8 + 0.17 + 0.36 = 1.33$$

$$N = \frac{4(0.004)(60 \text{ pies})}{0.667} + 1.33 = 2.77$$

$$\left( \frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}} \right) N = 0.76$$

De la gráfica de lapple obtenemos:  $P_2/P_o = 0.51$

Despejando el valor de  $P_o = \frac{68.35 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.51} = 134.019 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$

Como este valor de  $P_o$  rebasa el valor de la  $MCP P_c = 91.7 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$  para una válvula convencional, debemos utilizar una válvula balanceada que tiene una  $MCP P_b = 322.7 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$  Todos estos resultados son resumidos en la fig 2.

Tramo L-2.

Del punto E a la válvula de relevo y seguridad PSV-12.

Presión en el punto E =  $P_E = 68.35 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

L = 59 pies

$MCP P_b = 111.5 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ abs.}$

Diámetro de la brida de salida de la válvula = 8 pulg.

Flujo:  $\dot{W} = 243,304.0 \text{ lb/hr}$

$$T_o = 326 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$M = 16.53 \text{ lb/mol}$$

Resistencias de las conexiones K:

$$2 \text{ codos std } 90^\circ ; K = 0.8 \times 2 = 1.60$$

$$1 \text{ Contracción de } 18'' \text{ a } 8'' ; d_1/d_2 = 8''/18'' = 0.444 ; K = 0.36$$

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.36 = 1.96$$

$$N = \frac{4(0.004)(59 \text{ pies})}{0.667} + 1.96 = 3.37$$

$$\left( \frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}} \right)_N = 1.0$$

De la gráfica de Lapple obtenemos:  $P_2/P_o = 0.62$ , por lo tanto;

$$P_o = \frac{68.35 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.62} = 110.24 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$$

Como el valor de la  $M_{\text{CPP}_c}$  es mayor que el valor de  $P_o$  obtenido podemos utilizar una válvula convencional.

Se hace la siguiente observación: Normalmente los equipos que se encuentran a una considerable altura como es el caso de la torre desmetanizadora, la cual tiene una altura de 76 pies, la válvula de relevo y seguridad no se integra a un cabezal, si no que se desfoga directamente a la atmósfera.

Tramo L-4

Del punto D a la válvula de relevo y seguridad PSV-11

$$\text{Presión en el punto D} = P_D = 64.25 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$$

$$L = 40 \text{ pies}$$

$$M_{\text{CPP}_b} = 132.18 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$$

$$\text{Diámetro de la brida de salida} = 8 \text{ pulg}$$

$$\text{Flujo: } W = 207,789.0 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 587 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$M = 16.53 \text{ lb/mol}$$

Resistencias de las conexiones K:

$$2 \text{ codos std } 90^\circ ; K = 0.8 \times 2 = 1.6$$

$$1 \text{ Contracción de } 20'' \text{ a } 8'' ; d_1/d_2 = 8''/20'' = 0.40 ; K = 0.38$$

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.38 = 1.98$$

$$N = \frac{4(0.004)(40 \text{ pies})}{0.667} + 1.98 = 2.94$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.82$$

Por lo tanto de la gráfica de Lapple  $P_2/P_0 = 0.54$

$$\text{y } P_0 = 64.25/0.54 = 118.98 \text{ lb/pulg}^2 \text{abs.}$$

Como tenemos una  $MCFP_b = 132.18 \text{ lb/pulg}^2 \text{abs}$ , el diámetro de 8 pulg es el adecuado.

Tramo L-6

Del punto C a la válvula de relevo y seguridad PSV-09.

Presión en el punto C =  $P_C = 58.47 \text{ lb/pulg}^2 \text{abs}$ .

$L = 40 \text{ pies}$

$MCFP_b = 111.5 \text{ lb/pulg}^2 \text{abs}$ .

Flujo:  $W = 227,899.0 \text{ lb/hr}$

$T_0 = 325 \text{ }^\circ\text{R}$

$M = 17.20 \text{ lb/mol}$

Diámetro de la brida de salida = 8 pulg

Resistencias de las conexiones K:

1 Contracción de 24" a 8" ;  $d_1/d_2 = 8"/24" = 0.333$  ;  $K = 0.40$

2 codos  $90^\circ$  ;  $K = 1.6$

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.4 = 2.0$$

$$N = \frac{4(0.004)(40 \text{ pies})}{0.667} + 2.0 = 2.96$$

$$\left(\frac{P_2/P_0}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 0.933$$

Gráficamente calculamos:  $P_2/P_0 = 0.59$  y  $P_0 = \frac{58.47 \text{ lb/pulg}^2 \text{abs}}{0.59}$

$$P_0 = 99.10 \text{ lb/pulg}^2 \text{abs.}$$

Como tenemos una  $MCFP_b = 111.5 \text{ lb/pulg}^2 \text{abs}$  es mayor que el valor de  $P_0 = 99.10$  obtenido, el diámetro de 8" es el correcto.

Tramo L-8

Del punto B a la válvula de relevo y seguridad PSV-07.

Presión en el punto B =  $P_B = 52.63 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

L = 14 pies.

$MCP P_c = 88.7 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

Flujo:  $W = 227,899.0 \text{ lb/hr}$

$T_o = 393 \text{ }^\circ\text{R}$

$M = 17.20 \text{ lb/mol}$

Diámetro de la brida de salida = 6 pulg

Diámetro supuesto =  $10 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} = 0.833 \text{ pies}$

Resistencias de las conexiones K:

1 Contracción de 30" a 10" ;  $d_1/d_2 = 10"/30" = 0.333$  ;  $K = 0.40$

1 Contracción de 10" a 6" ;  $d_1/d_2 = 6"/10" = 0.6$  ;  $K = 0.28$

2 codos std  $90^\circ$  ;  $K = 1.6$

$$K_{\text{total}} = 1.6 + 0.4 + 0.28 = 2.28$$

$$N = \frac{4(0.004)(14 \text{ pies})}{0.833} + 2.28 = 2.55$$

$$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N = 1.19$$

Por lo tanto calculamos  $P_2/P_o = 0.70$  y  $P_o = \frac{52.63 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}}{0.70}$

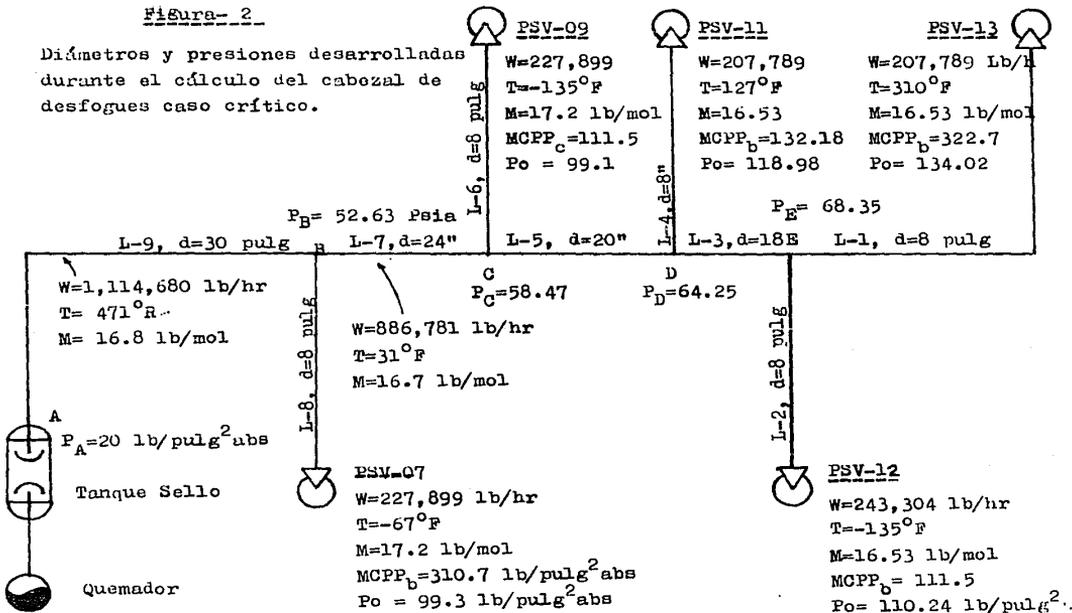
$P_o = 75.18 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs.}$

D (Nominal) (Pulgadas)	$\left(\frac{P_2/P_o}{G/G_{\text{máx}}}\right)_N$	N (pies)	Presión en PSV-07 (lb/pulg <sup>2</sup> abs)
8	0.764	2.53	99.3
10	1.19	2.55	75.18

Como no fue posible lograr un valor de  $P_o$  menor que la  $MCP P_c$  para una válvula convencional, tenemos dos opciones: 1) Utilizar una válvula balanceada que tiene una  $MCP P_b = 310.7 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs}$  o bien, 2) Colocar un Subcabezal con un diámetro de 10 pulgadas y alojar en este la tubería de 6 pulgadas de la descarga de la válvula PSV-07.

Figura- 2

Diámetros y presiones desarrolladas durante el cálculo del cabezal de desfogues caso crítico.



SISTEMA DE DISPOSICION:

DIMENSIONAMIENTO DEL CABEZAL Y RAMALES DE DESFOGUE.(CASO CRITICO)

2/o Método de Solución.

Basado en los lineamientos generales que gobiernan el dimensionamiento de tuberías para flujo de fluidos compresibles, el presente método desarrolla el cálculo a partir de las siguientes consideraciones.

1.- Debido a las características del sistema (relevo de gases únicamente), el cálculo se reduce al de un sistema simple para fluidos compresibles.

2.- El método es iterativo (puesto que converge a números de Mach permisibles), aunque su secuencia; a diferencia del método de Laplace es más analítica y se puede reducir casi en su totalidad a puros procedimientos matemáticos.

A. SECUENCIA DE CALCULO.

1.- Se empieza determinando para cada ramal de desfogue y cabezales de union (hasta el que descarga en la chimenea), las propiedades fisicoquímicas a las condiciones de relevo dadas en ese punto esto es;

- Masa relevada.  $W = (\text{Lb}/\text{Hr})$
- Temperatura de relevo.  $T = (^\circ\text{R})$
- Factor de compresibilidad.  $Z$
- Coeficiente isoentrópico.  $K = C_p/C_v$
- Peso molecular.  $M_w = (\text{Lb}/\text{Lb}_{\text{mol}})$
- Viscosidad.  $\mu = (\text{cp.})$
- Rugosidad absoluta del material de la tubería.  
Se considera Acero al Carbón.  $\epsilon = 0.00015$
- Densidad.  $\rho = (\text{Lb}/\text{pie}^3)$

2.- Se supone un diámetro (d) interior en pulgadas.

Se empieza considerando un diámetro que maneje la cantidad de flujo relevado. (de tablas).

3.- Se determina la velocidad de flujo correspondiente.

$$v = W/A ; \quad p = P_2 M_w / ZRT$$

En donde: A = Area de flujo en pies<sup>2</sup>

R = Constante de los gases (10.73 Psia-ft<sup>3</sup>/Lbmol-°R)

P<sub>2</sub> = Presión ascendente en el cabezal o ramal de desfogue considerado en Psia.

+ Más adelante explicaremos la importancia de este término.

4.- Se calcula la velocidad sónica.

$$v_s = 223(T/M_w)^{0.5}$$

5.- Se determina el número de Mach.

$$\text{Mach} = 0.00001336(W/P_2 A)(ZT/M_w)^{0.5}$$

El Número de Mach se calcula a P<sub>2</sub> que es la presión conocida (presión en el punto final para cada desfogue), y que al igual que en el método de Lapple es la referencia y punto de partida para la determinación de los diámetros en cada ramal.

6.- Si el No de Mach calculado esta por debajo de 0.7, la velocidad en el sistema no alcanza la sónica y es por lo tanto permisible, consecuentemente el diámetro supuesto es el correcto.

7.- Si el No de Mach calculado esta por arriba de 0.7, la velocidad en el sistema es sónica y por lo tanto no es permisible y se debiera por lo tanto suponer un diámetro mayor.

El hecho de no permitir velocidades sónicas en el relevo de un fluido en una tubería, obedece al excesivo ruido y a las oscilaciones en el fluido, que esta situación provoca, dando lugar a esfuerzos mecánicos que dañan el sistema. \*

8.- Una vez que el sistema (llamamos sistema al ramal o cabezal de desfogue considerado), converge a numeros de Mach permisibles. El cálculo se reduce a determinar P<sub>1</sub> (presión descendente)-

a través de los métodos convencionales usados para flujo de fluidos compresibles., Esto es.....

8.1- Se calcula el número de Reynolds.

$$Re=123.9(dv\rho/\mu)$$

- v=pies/seg

8.2- Con el Reynolds y la rugosidad relativa del material se determina el fanning (f).

8.3- Una vez determinado el fanning y con la longitud - equivalente total ( $Le_{qtot.} = L_{recta} + Le_{qaccesorios}$ ), se calcula la caída de presión a través de todo el sistema.

$$\Delta P = 0.000336(\rho w^2/d^5 \mu)(Le_{qtot.}/100)$$

9.- Se calcula  $P_1$ .

$$P_1 = P_2 + \Delta P$$

- El cálculo de  $P_1$ , cuando es a la descarga de una válvula de relevo, determina el tipo de válvula - necesario a usar en ese tramo. Esto es;

Si  $P_1$  es menor que  $MCP P_b$  la válvula sera - balanceada.

Si  $P_1$  es menor que  $MCP P_c$  la válvula sera - convencional.

$MCP P_b$ : Máxima contrapresión permisible para válvulas - balanceadas.

$MCP P_c$ : Máxima contrapresión permisible para válvulas - convencionales.

(mas adelante detallaremos sobre estos términos).

B. ESQUEMA ILUSTRATIVO DEL PROCEDIMIENTO DE CALCULO.

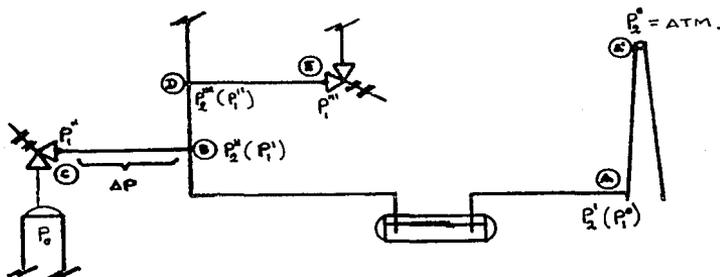


Fig-1

$P_0$  = Presión a la que la válvula dispara.

$P_1$  = Contrapresión máxima permisible en ese punto, en el caso de descargas en valvulas:

$$P_1 \leq 0.55(P_{rel. \text{ en psig}} + 14.7) \text{ [psia.]} \quad \text{-- balanceadas}$$

$$P_1 \leq 0.10(P_{rel. \text{ en psig}} + 14.7) \text{ [psia.]} \quad \text{-- convencionales}$$

1.- Se empieza el cálculo a partir del punto (A'), presión-atmósferica, hasta el punto (E) localización de la válvula de relevo mas alejada. (ver figura 2 de este seguimiento y hacer las comparaciones respectivas.)

2.- Para los resultados mostrados en la tabla 1, se consideró una caída de presión para la chimenea de 0.5 psig, y se inició el cálculo a partir de (A) con  $P_2 = 15.2$  psia (balanceo no riguroso).

3.- Para los resultados mostrados en la tabla 2, se consideró una caída de presión total desde la descarga de la chimenea hasta el tanque de sello de 5.3 psig, y se inició el cálculo a partir de este con  $P_2 = 20$  psia, los resultados, diferencias, datos y consideraciones hechas respecto al método de Lapple se discutirán en las conclusiones.

4.- Se calcula  $P_1$  en (B) que será  $P_2$  para el cálculo de  $P_1$  en (D) y (C), para cada cambio de ramal, la presión calculada corriente abajo  $P_1$  es tomada como la presión de salida corriente arriba  $P_2$  para este nuevo ramal.

5.- Con base en las nuevas consideraciones se  $P_1$  - en (C) y se comparará contra la máxima contrapresión permisible de la valvula en ese punto, y se determina si es convencional ó balanceada

Consideraciones Pertinentes:

Estrictamente ,un analisis para sistemas de relevo involucra tomar en cuenta todas las situaciones de emergencia posibles -- que pudieran presentarse.

Entre las mas comunes se encuentran;

- Fuego.
- Falla de agua de enfriamiento.
- Falla de aire de instrumentos.

En el caso particular de un proceso criódenico (manejo de -- gases a bajas temperaturas en operaciones de deshidratación, compresión y enfriamiento), situaciones de fuego ó falla de agua de enfriamiento no tendrían consecuencias graves y una falla de aire de instrumentos podría provocar fallas en el sistema de deshidratación y enfriamiento que sin embargo no provocarían problemas operacionales de cuidado.

Debido a tales circunstancias, al tipo de proceso y condiciones de operación mostradas, la situación de desfogue crítica solo podría presentarse por descargas bloqueadas ó por fallas operacionales en el sistema de compresión y fraccionamiento. Pensemos por tanto (a manera de ejemplo y sin un analisis profundo), que el compresor de segunda etapa comienza a presentar problemas dando lugar a acumulación de gases que presionan al equipo y a los equipos anteriores -- en dónde tiene injerencia y que forman parte del ciclo de operación esto es; el compresor de primera etapa, la torre desmetanizadora, y como equipos adicionales (dónde aún podría existir influencia), el separador PA-2 y la turbina de gas GC-11. Esto explicaría el posible desfogue de las cinco valvulas mostradas en la figura 2, y que corresponderían a la situación mas crítica posible que pudiera presentarse, en si; el diseño por este medio sería el más conservador posible --

pero muestra a final de cuentas ,que para diseño de equipos y sistemas de seguridad se debe buscar la posibilidad más crítica (aunque pueda parecer imposible de presentarse),balanceando la inversión -- contra los costos de operación,de tal manera de encontrar el diseño más óptimo.

A manera de ejemplo(el cual es el objeto de este trabajo)- se hace el cálculo para la situación crítica comentada anteriormente. Por simplificación solo se presentán resultados.

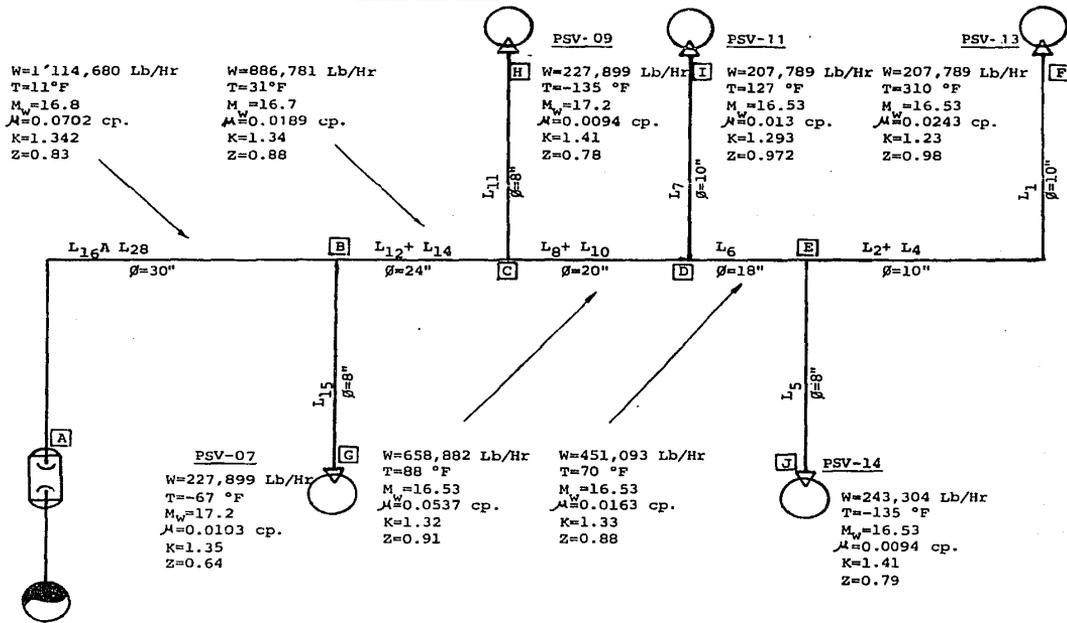
TABLA - 1

LINEA	A-B	B-G	B-C	C-H	C-D	D-I	D-E	E-J	E-F
Ø pulgadas	36	10	24	10	20	12	16	10	12
cédula	10	40	10	40	10	40	20	40	40
W(Lb/Hr) $\times 10^3$	1,114.68	227.9	886.78	227.9	658.882	207.79	451.093	243.304	207.79
T (°R)	471	393	491	325	548	587	530	325	770
P <sub>2</sub> (psia)	15.2	28.986	28.986	30.986	30.986	33.951	33.951	36.183	36.183
MCP (psia)	-	85.1	-	112.0	-	132.18	-	112.0	91.7
P <sub>1</sub> (psia)	28.986	34.965	30.986	37.955	33.951	38.759	36.183	50.969	45.08
ΔP(psi)	13.786	5.979	1.997	6.969	2.965	4.808	2.232	14.786	8.897
v(pies/seg)	719.56	625.801	783.274	590.017	946.026	810.05	880.913	568.467	1,005.25
v <sub>g</sub> (pies/seg)	1,367.04	1,237.79	1,398.892	1,150.366	1,474.314	1,510.188	1,455.38	1,173.448	1,686.983
Mach	0.526	0.506	0.560	0.513	0.642	0.536	0.605	0.434	0.596
Re $\times 10^3$	2,783.17	13,933.7	12,598.42	15,267.8	4,021.9	8,448.45	11,450.8	16,299.8	4,428.6
Tipo de válvula	-	convencional	-	balanceada	-	balanceada	-	balanceada	convencional

TABLA - 2

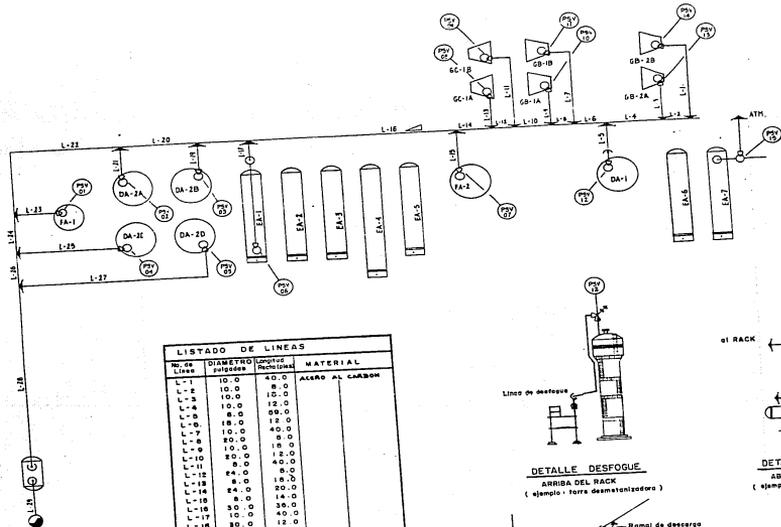
LINEA	A-B	B-G	B-C	C-H	C-D	D-I	D-E	E-J	E-F
Ø pulgadas	30	8	24	8	20	10	20	8	10
cédula	10	40	10	40	10	40	10	40	40
W(Lb/HR) x 10 <sup>3</sup>	1,114.68	227.9	886.78	227.9	658.882	207.79	451.093	243.304	207.79
T(°R)	471	393	491	325	548	587	530	325	770
P <sub>2</sub> (psia)	20	47.761	47.761	48.593	48.593	49.763	49.763	50.256	50.256
MCPD(psia)	-	85.1	-	112.0	-	132.18	-	112	91.7
P <sub>1</sub> (psia)	47.761	58.601	48.593	71.951	49.763	63.807	50.256	82.853	72.95
ΔP(psi)	27.761	10.84	0.832	23.358	1.17	14.044	0.493	32.597	22.694
v(pies/seg)	821.293	598.648	475.376	593.03	603.247	784.486	476.659	645.146	1,027.35
v <sub>s</sub> (pies/seg)	1,267.04	1,237.79	1,398.89	1,150.37	1,474.314	1,510.19	1,455.38	1,173.45	1,686.983
Mach.	0.601	0.484	0.34	0.516	0.409	0.519	0.328	0.55	0.609
Re x 10 <sup>3</sup>	3,410.75	17,493.5	12,598.4	19,168.4	4,021.9	10,065.5	10,197.7	20,464.1	5,384.9
Tipo de válvula:	-	convencional	-	balanceada	-	balanceada	-	balanceada	convencional

FIGURA - 2

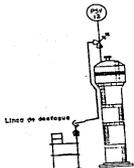


CAUSAS DE RELEVO								
				W(lbs/hr)				
Válvula de relevo-seg	Equipo a proteger	Temperatura relevo °F(°R)	Presión de ajuste, psig	Descarga bloqueada	Fuego Total	Falla de Energia	Falla de Instrumts	Falla Equipo
PSV-01	FA-1	95/555	748.0		7,416.0			
PSV-02	DA-2A	95/555	748.0		38,127.0	157,921.8	157,921.8	
PSV-03	DA-2B	95/555	748.0		38,127.0	157,921.8	157,921.8	
PSV-04	DA-2C	95/555	748.0		38,127.0		157,921.8	
PSV-05	DA-2D	95/555	748.0		38,127.0		157,921.8	
PSV-06	HA-1	85/545	228.75		10,332.6			3,240.0
PSV-07	FA-2	-67/393	740.0	227,899.0	25,648.0			
PSV-08	GC-1A	-135/325	242.0	227,899.0				
PSV-09	GC-1B	-135/325	242.0					
PSV-10	GB-1A	126/587	294.0	207,789.0		207,789.0		
PSV-11	GB-1B	126/587	294.0					
PSV-12	DA-1	-135/325	242.0	243,303.9	14,836.4			
PSV-13	GB-2A	310/770	770.0	207,789.0		207,789.0		
PSV-14	GB-2B	310/770	770.0					
TOTAL				1,114,680.0	210,741.0	731,421.6	315,843.6	3240.0
Tr(°F)				11.0	116.0	165.0	95	85

Fig No 3.- Resumen de masas a relevar por  
Válvulas de relevo y seguridad.

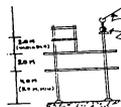


LISTADO DE LINEAS			MATERIAL
No. de Linea	DIAMETRO pulgadas	Longitud Pies/Inches	
L-1	10.0	40.0	ACERO AL CARBON
L-2	10.0	10.0	
L-3	10.0	12.0	
L-4	18.0	20.0	
L-5	8.0	12.0	
L-6	18.0	9.0	
L-7	10.0	40.0	
L-8	8.0	9.0	
L-9	10.0	18.0	
L-10	8.0	18.0	
L-11	8.0	40.0	
L-12	8.0	9.0	
L-13	8.0	18.0	
L-14	8.0	20.0	
L-15	8.0	14.0	
L-16	30.0	40.0	
L-17	10.0	40.0	
L-18	30.0	18.0	
L-19	8.0	18.0	
L-20	30.0	10.0	
L-21	8.0	9.0	
L-22	30.0	18.0	
L-23	8.0	13.0	
L-24	30.0	18.0	
L-25	8.0	9.0	
L-26	30.0	9.0	
L-27	8.0	31.0	
L-28	30.0	1000.0	
L-29	30.0	13.0	



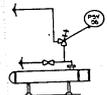
**DETALLE DESFOGUE**

ARRIBA DEL RACK  
(ejemplo - torre desmetalizadora)



Nombre de desfogue de valvulas  
Cebosol de desfogue (un reboteador que desfogue a la vez entre dos bombas para evitar el choque en el torque de salida)

**el RACK**



**DETALLE DESFOGUE**

ARRIBA DEL RACK  
(ejemplo - primer enfriador cargo que reacciona)

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUALTILTAN

**UNAM** *Tesis profesional*

Diagrama de arreglo general  
Sistema de desfogues

IQ Salvador Arturo Quiñones Vergas  
IQ David Arturo Quintero Soriano

DTI - 03

C A P I T U L O 12.

C A L C U L O D E L A C H I M E N E A.

## QUEMADORES ELEVADOS

Un Quemador elevado es un quemador especialmente diseñado para quemar el gas sobrante o de desperdicio originado en refinerías, plantas químicas, Terminales de almacenamiento, Gaseoductos y facilidades de producción durante la operación normal o en emergencias.

Un Quemador elevado es una unidad de disposición de gas de desperdicio utilizada en un proceso de oxidación a altas temperaturas. Los Quemadores elevados son utilizados también en otras industrias y aplicaciones tales como en la producción de acero, almacenamiento de amoníaco, Digestores de aguas sucias, Almacenamiento bajo tierra en cavernas, Plantas de fuerza Nucleares con Intercambiadores de calor Agua/Sodio, Producción de agua pesada y en investigaciones espaciales. Los quemadores elevados son un método efectivo y económico de eliminación de corrientes gaseosas sobrantes.

En otros tiempos los vapores de hidrocarburos eran venteados a la atmósfera sin quemarse. Esto ocasionaba dos problemas, la seguridad y la polución del medio ambiente. Un peligro real para el personal de la planta se presentaba siempre, debido a la posibilidad de acumulación de los vapores con una concentración suficiente para producir la ignición de los mismos.

El fuego resultaba con consecuencias devastadoras para el personal de operación y para la planta misma.

Los problemas ambientales no fueron tan dramáticos. Aunque, estos presentaban un problema el cual necesitaba ser resuelto.

### TIPOS DE QUEMADORES.

Considerando los aspectos de combustión, los quemadores elevados pueden ser clasificados como sigue;

- 1.- Quemadores de Flama que no producen Humo
- 2.- Quemadores de Flama sin Humo.
- 3.- Quemadores de Flama Endotérmicos.

Cada uno de estos quemadores son construidos dentro de las siguientes configuraciones:

- a) Quemadores de Flama Verticales o Elevados.
- b) Quemadores de Flama horizontales, o de huecos.
- c) Quemadores mar afuera o de estampido.
- d) Quemadores de Flama Encerrades o a nivel tierra.

a) Quemadores de flama que no producen humo.

Estos son usados para hidrocarbures o corrientes de vapor que no producen humo tales como Metano, Hidrógeno, monóxido de carbono, gas sobre coque y amoniaco. El Amoniaco es un caso especial, este se quemará con una baja eficiencia y puede producir una pluma blanca si el contenido de humedad en la atmósfera es alto.

Los hidrocarbures pesados pueden ser quemados, pero con una cantidad considerable de humo en estos quemadores, aunque este puede ser tolerado si el quemado ocurre solo durante emergencias cortas.

Los Quemadores que no producen humo son usados para:

- Plataformas mar afuera
- Pruebas de Pared
- Terminales de Gas licuado natural/Gas licuado de petróleos.
- Plantas de acero
- Terminales de almacenamiento de Amoniaco.
- Plantas de fuerza Nucleares.
- Digestores de aguas sucias.
- Grandes Unidades de Refrigeración.

b) Quemadores sin Humo.

Los Quemadores de flama sin humo son requeridos para una disposición limpia de las corrientes de hidrocarbures, tales como:

El grupo de las parafinas por arriba del metano y para todos los demás grupos como las olefinas y los aromáticos.

Estos quemadores utilizan vapor, Gas combustible a alta presión, atomización de agua, un soplador de aire, o una acción de remolino a alta velocidad para producir una operación sin humo y una mejora en la combustión.

Los requerimientos de flujo del medio asistente son bajos debido a su alta velocidad.

Todos los quemadores de flama sin humo utilizan fuentes de momentum externo para producir el mezclado del gas/aire y la turbulencia. El vapor, gas combustible y flamas de remolino obtienen los niveles de momentum de las altas velocidades de las corrientes de chorro usadas para producir la operación sin humo. Los valores tipicos de vapor o de gas combustible son de 0.15 a 0.50 libras del medio asistente por libra de flujo de hidrocarburo. Aunque el agua de atomización y el aire soplado producen niveles de momento completamente diferentes. Para estos quemadores, no se utilizan altas velocidades, estos utilizan bajas velocidades con rangos de flujo - masa más grandes. Para quemadores con agua rociada, las relaciones de agua tipicas son de 1 a 5 libras de agua por libra de hidrocarburo. Estas relaciones son altamente dependientes del método de inyección del agua y del grado de atomización de la corriente de agua. El viento también tiene un efecto muy grande sobre los quemadores con agua rociada y este puede reducir grandemente su efectividad. Los Quemadores con aire soplado usan aproximadamente de 3 a 7 libras de aire por libra de hidrocarburo, para producir una operación sin humo. Un viento artificial fuerte del soplador mantendrá la flama erguida contra cualquier fuerza natural del viento.

#### APLICACIONES:

- En Refinerias
  - Plantas Quimicas
  - Almacenamiento bajo Tierra.
  - Producción de acero
  - Gaseoductos
- Plataformas mar abierto
- Plantas de gas
  - Tanques de almacenamiento.

#### c) Quemadores de Flama Endotérmicos o a fuego.

Estos Quemadores son una forma de Incinerador elevado para usarlos en corrientes de deshecho de baja capacidad calorifica, tales como restos de gas. Siempre que el contenido de calor de la corriente de desperdicio este por abajo de  $150 \text{ BTU/ft}^3$ .

El Quemado del amoniaco es muy especial, debido a que la presencia de combustible produce nitrogeno, el cual puede generar también  $\text{NOx}$ .

El Amoniac tiene un valor calorifico de 365 BTU/ft<sup>3</sup>. Pero este requiere gas de asistencia para incrementar su capacidad calorifica y asegurar su completa combustión y minimizar la producción de NOx.

El gas de asistencia es muy importante para reducir los niveles de NOx puesto que el control en la introducción de aire en el quemador de flama proporciona una zona inicial de pre-mezclado rica en combustible y una segunda zona en donde se completa la combustión. Se debe tener cuidado en la determinación de los requerimientos de gas de asistencia para un apropiado funcionamiento del quemador.

Para algunas aplicaciones del amoniaco, donde el quemador es utilizado solo para emergencias, puede ser utilizado un quemador que no produce humo o un quemador de relevo.

Aproximadamente un 92 % del amoniaco será quemado en una flama de baja temperatura la cual es cercana a la invisible.

El diseño básico de un quemador endotérmico o a fuego depende de la cantidad requerida y de la presión disponible del gas de asistencia. La radiación térmica de los quemadores a fuego es completamente diferente de los quemadores de hidrocarburos convencionales debido al muy bajo contenido calórfico y a la temperatura de la flama. La longitud de la flama es aproximadamente un 10 % más corta que un quemador de hidrocarburos convencionales, mientras que la emisividad es desde un 20 % a un 40 % más baja.

#### APLICACIONES:

- Gas residual
- Gas sobre carbón
- Corrientes de bajos BTU's y Corrientes de gas ácido o azufre.

#### FACTORES DE DISEÑO.

##### 1.- Seguridad

La Seguridad en el diseño de un quemador de flama involucra las consideraciones de radiación, riesgos de explosión y el arrastre de liquido.

- a) Los Cálculos de la radiación térmica deben hacerse para evitar valores de exposición peligrosa para el personal, equipo y el área de los alrededores.

Los niveles de radiación comunmente usados para el diseño son:

Para la protección del equipo = 3000 BTU/hr ft<sup>2</sup>.

Exposición del personal por un tiempo corto = 1500 BTU/hr ft<sup>2</sup>.

Exposición continua del personal = 440 BTU/hr ft<sup>2</sup>.

La radiación solar se adiciona a la radiación de la flama calculada y esta dependerá de las condiciones atmosféricas específicas y del lugar de localización. Un valor típico para el diseño es 200 a 300 BTU/hr.ft<sup>2</sup>.

## 2.- Riesgos de Explosión.

Una explosión puede ocurrir en un sistema de quemado, si la concentración de oxígeno alcanza el límite explosivo más bajo para las sustancias particularmente contenidas en el sistema.

Básicamente dos métodos son usados para minimizar la concentración de aire ( y por lo tanto de oxígeno) en el sistema de quemado, estos son el purgado y el sellado.

El purgado se requiere durante el arranque en el desplazamiento inicial del aire del sistema de quemado, cuando la velocidad de flujo de gas de desperdicio disminuye por abajo de un cierto valor crítico o cuando el flujo de gas de desperdicio se detiene completamente.

El sellado involucra dos aspectos. El sellado de la tubería de los cabezales y el sellado de la chimenea. El sellado de la tubería de los cabezales por arriba de la base de la chimenea generalmente se logra por medio de un tanque de sello líquido. La chimenea es protegida por medio de un dispositivo de sello colocado idealmente como cerrado en el extremo del quemador.

### a) Sellado del quemador

Un sello de chimenea efectivo es uno capaz de minimizar el paso de aire en el sistema mientras que se está utilizando un flujo de gas de purga bajo. La eficacia del sello del quemador para el flujo inverso debido a las oscilaciones del flujo o a la contracción térmica es de una importancia crítica.

### b) Purgado

Cualquier gas puede ser usado para este propósito. Cero flujo de gas de purga se requiere cuando la velocidad de flujo del gas de desperdicio está sobre el valor mínimo para un sistema dado. Si el flujo de gas de desperdicio se detiene, la purga debe ser inyectada por arriba del valor mínimo.

Los cambios repentinos de temperatura del gas estancado contenido en el sistema pueden producir presiones sub-atmosféricas y la succión del aire dentro de la chimenea. La velocidad de flujo del gas de purga debe ser incrementada durante tales condiciones. Algunas veces la presencia del aire en un sistema no puede ser evitada, entonces los arrastradores de flama del tipo rejilla, sellos líquidos o una combinación de ambos debe ser utilizada.

c) Arrastre de Líquido.

Las gotas de líquido flamable más grandes que 150 micrones serán detenidas antes de que alcancen el extremo del quemador. De otra manera, estas pueden ser proyectadas peligrosamente sobre el área de los alrededores como una lluvia de fuego.

Durante las condiciones normales del quemado, las cuales ocurren normalmente a bajas velocidades de flujo, una simple cámara de sedimentación tipo tanque knock-out será completamente efectiva en la eliminación de las gotas de líquido.

Un buen diseño el cual trabaja bien es una combinación de tanque knock-out y un ciclón.

3.- CONTROL DE LA POLUCION.

Algunos gases quemados o una combinación de productos pueden ser tóxicos. En estos casos, la chimenea será diseñada para asegurar los niveles de concentración de polvo por abajo de los límites de seguridad.

Cálculo del Quemador.

Las condiciones en el Flare Stack son:

Elevación del nivel del sello = 20 Psia

Temperatura de descarga al flare stack =  $11 + 460 = 471^{\circ}\text{R}$

Velocidad del viento promedio = 20 millas/hr.

A partir de los datos de las válvulas de relevo y seguridad que descargan tenemos:

Gas	Fracción Mol n	Peso Molec m	nxm	K Cp/Cv	nmkxk	hc BTU/Scf	nhc
C1	0.9563	16.0	15.30	1.31	20.043	1576.58	1507.80
C2	0.03881	30.0	1.164	1.19	1.385	1473.71	57.19
C3	0.00424	44.0	0.1865	1.13	0.2108	1430.23	6.064
nC4	0.00053	58.0	0.0307	1.09	0.0334	1406.91	0.745
nC5	0.00003	72.0	0.00216	1.07	0.0231	1392.3	0.0417
nC6	0.000006	86.0	<u>0.000516</u>	<u>1.06</u>	<u>0.0005</u>	1382.8	<u>0.0083</u>
			16.6842	1.30	21.6964		1571.85

Para una mezcla de gases:  $m = 16.6842 \text{ lb/mol}$

Temperatura  $T = 471^{\circ}\text{R}$

Velocidad sónica:  $U_s = 39.3 \left( \frac{K g T}{m} \right)^{1/2}$

Donde:  $k =$  relación de calores específicos,  $C_p/C_v$ .

$g =$  aceleración de la gravedad,  $\text{ft/seg}^2$

$$U_s = 39.7 \left( \frac{1.30(32.2)(471)}{16.6842} \right)^{1/2} = 1351.15 \text{ ft/seg.}$$

$$\text{Densidad: } \rho = \frac{144(20 \text{ Psia})(16.6842 \text{ lb/mol})}{1544(471^{\circ}\text{R})} = 6.6074 \times 10^{-2} \text{ lb/ft}^3$$

Número de Mach:  $M = \frac{U}{U_s} = 0.2$  Para evitar el contraflujo.

Por lo tanto:  $U = 0.20(1351.15 \text{ ft/seg}) = 270.23 \text{ ft/seg.}$

Area de la chimenea requerida, A.

$$A = \left( \frac{1,114,680.0 \text{ lbs/hr}}{6.6074 \times 10^{-2} \text{ lb/pie}^3} \right) \left( \frac{1}{3600 \text{ seg/hr}(270.23 \text{ ft/seg})} \right)$$

$$A = 17.34 \text{ ft}^2$$

$$\text{Diámetro de la chimenea, } D = \left( \frac{4(17.34 \text{ ft}^2)}{3.1416} \right)^{0.5} = 4.698 \text{ ft}$$

$$D = 4.698 \text{ ft} \times 12 \text{ pulg/1 ft} = 56.38 \text{ pulg.}$$

Diámetro inmediato superior = 58 pulg.

La longitud de la flama se obtiene de la siguiente relación:

$$L/D = 118., \text{ Por lo tanto } L = 118(4.83) = 570 \text{ pies}$$

$$\text{Longitud de la flama, } L = 570 \text{ pies}$$

$$\text{Calor total liberado, } Q = W \sum n h c \frac{379}{m}$$

$$Q = 1,114,680 \text{ lbs/hr} \left( \frac{379}{16.68} \right) (1571.85 \text{ BTU/ft}^3 \text{std}) = 398 \times 10^8 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{Fracción de radiación, } f = 0.20 \left( \frac{hc}{900} \right)^{0.5}$$

Donde: hc = Calor de combustión en BTU/ft<sup>3</sup>std

f = Es la cantidad de calor disipado por radiación de una flama, los valores de f para algunos compuestos es:

Gas	f
Hidrocarburos	0.40
Propano	0.33
Metano	0.20

$$\text{La Intensidad de calor de radiación, } q = \frac{f(Q)}{4(3.14) x^2}$$

$$q = \frac{0.20(398 \times 10^8 \text{ BTU/hr})}{4(3.14) x^2} = \frac{6.33 \times 10^8}{x^2}$$

Distancia radial de seguridad, se obtiene cuando: q = 440 BTU/hr.ft<sup>2</sup>

$$x^2 = \frac{633 \times 10^6}{440} = 1.438 \times 10^6$$

Distancia radial de seguridad,  $X = 1.2 \times 10^3$  pies

Para el cálculo de la altura de la chimenea, utilizaremos las siguientes ecuaciones:

$$x^2 = \frac{6.33 \times 10^8}{q} \quad y \quad H = \frac{(L^2 + 4X^2)^{1/2} - L}{2}$$

También tenemos que:  $4X^2 = \frac{2.535 \times 10^9}{q}$

Para un tiempo de escape de 20 seg, tenemos:

$$y = 20 \text{ te} = (x^2 - H(H + L))^{1/2}$$

Cuando  $L = 570$  pies.  $L^2 = 324,900$

Con la ayuda de la fig 12.1, y haciendo varias iteraciones para el cálculo del tiempo de escape, la intensidad de calor de radiación puede determinarse gráficamente. Las iteraciones son realizadas hasta que se alcance un balance entre el tiempo de escape, la intensidad de calor de radiación y la altura de la chimenea.

te asumido	Calor radiación q	H Calculada	te Calculado
0	3,300	237.75 ft	55.81 seg
55.81	700	708.26	36.49
36.49	1,000	560.56	44.84
44.84	800	649.56	40.18
40.18	900	601.22	42.83

Altura de la chimenea,  $H = 601.22$  pies

Sin embargo este valor de H, no corresponde al valor de intensidad de radiación para la exposición del personal que es de 1500 BTU/hr.ft<sup>2</sup>

Si calculamos para esta intensidad de radiación el valor de la altura requerida de la chimenea será menor.

$q = 1500 \text{ BTU/hr.ft}^2$  .,  $H = 424.73$  pies y el tiempo de escape,  $te = 50$  seg

Por lo tanto el valor de la altura de la chimenea será:

$H = 425$  pies, la cual es una altura más recomendable que los 601.22 ft calculados anteriormente.

Cálculo del efecto del viento sobre la estabilidad de la flama:

$$uw = \frac{20(5280)}{3600} = 29.3 \text{ ft/seg}$$

Básandonos en las figuras 12.2 y 12.3, tenemos que:

$$\text{Angulo de inclinación de la flama, } \tan \theta = \frac{uw}{u} = \frac{29.3}{270.23} \quad .,$$

$$\text{Tan } \theta = 0.1048 \quad \text{y } \theta = 6.19$$

$$\text{sen } \theta = 0.1078 \quad \text{y } \cos \theta = 0.9941$$

$$\text{Distancia radial minima, } X_m = (H(H + L))^{1/2} = (425(995))^{0.5}$$

$$X_m = 650 \text{ pies.}$$

$$\text{Ya que } (X_m - H) = (650 - 425) = 225$$

$$(H + (X_m - H) \cos \theta)^2 = (425 + (225)(0.9941))^2 = 420,776.01$$

$$\text{y } X^2 = 1.438 \times 10^6$$

Cálculo de la distancia radial y, desde la base de la chimenea:

$$y = (X^2 - (H + (X_m - H) \cos \theta)^2)^{0.5} + (X_m - H) \text{ sen } \theta$$

$$y = (1.438 \times 10^6 - 420,776.01)^{0.5} + 225(0.1078) = 1032 \text{ pies}$$

Resumiendo todos estos resultados:

Altura de la flama = 570 pies

Diámetro de la chimenea = 58 pulg

Altura de la chimenea = 425 pies

Limite de seguridad = 1032 pies

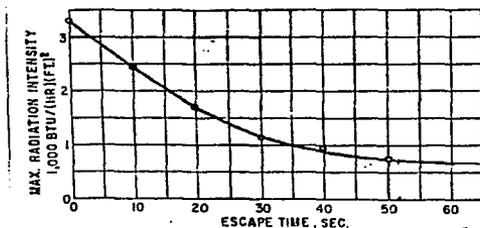


Fig 12.1.- Intensidad de radiación máxima contra tiempo de escape basado en un tiempo de reacción de 5 segundos.

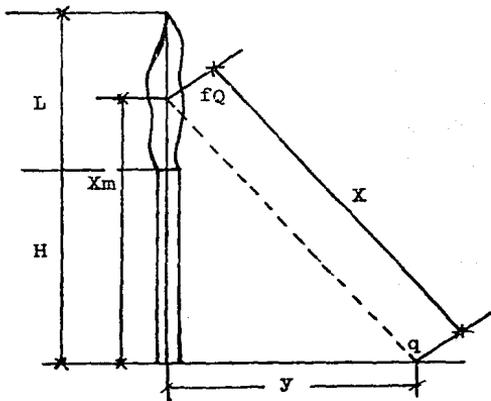


Fig 12.2.- Diagrama de una chimenea con flama en aire fijo

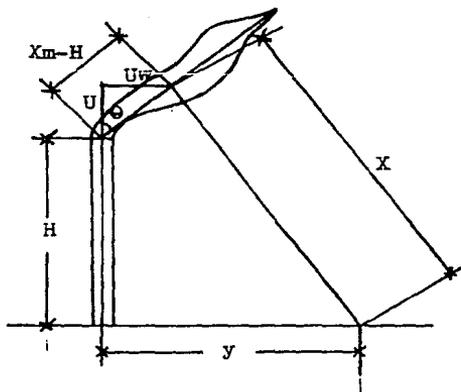


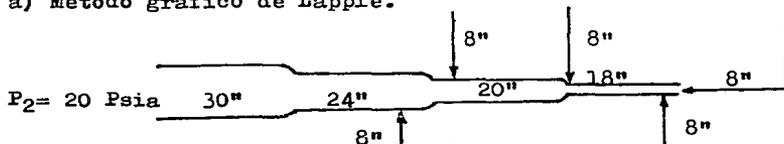
Fig 12.3.- Diagrama de una chimenea con flama bajo la influencia del viento.

C O N C L U S I O N E S .

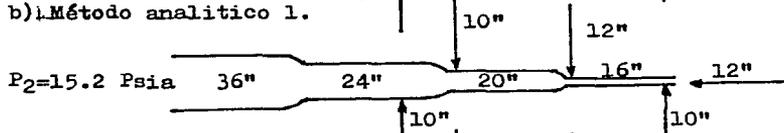
## CONCLUSIONES AL CALCULO DEL CABEZAL DE DESFOGUES.

1.- Seguimiento de los cabezales

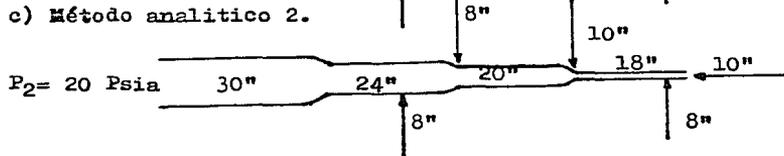
a) Método gráfico de Lapple.



b) Método analítico 1.



c) Método analítico 2.



2.- Nos daremos cuenta que los tres métodos (principalmente el analítico 2 y el de lapple), se acercan mucho entre si en sus resultados, lo cual es lógico debido a los principios que guardan (dimensionamiento de tuberías considerando flujo de fluidos compresibles).

En esencia y partiendo de los principios básicos de cálculo.

- Números de Mach permisibles
- Contrapresión permisible.

El dimensionamiento de cabezales de desfogues, se reduce a un balance técnico-económico entre lo que funciona y lo que conviene invertir en el aspecto de seguridad de la planta.

El cálculo del cabezal de desfogues por el método de lapple toma en consideración las siguientes bases:

1.- Evitar trabajar dentro de la región de flujo sónico en la gráfica de Lapple, para no tener altas caídas de presión a lo largo del cabezal y así evitar llegar a sobrepasar los límites de contrapresión permisible de los demás dispositivos y su bloqueo en el caso de que varias válvulas desfoguen al mismo tiempo al cabezal.

- 2.- Tomar en cuenta el aspecto técnico-económico en el dimensionamiento del cabezal de desfogues, tratar de reducir los diámetros de las tuberías sin elevar las caídas de presión, tratar de escoger válvulas menos costosas, sin llegar a sobrepasar los límites de contrapresión permisible y su inutilización durante las condiciones de emergencia. Generalmente las válvulas de relevo y seguridad convencionales son más baratas que las balanceadas, ver el estimado de costos al final del capítulo 10.
- 3.- En el caso del diseño del cabezal de desfogues para el ejemplo de cálculo, se encontraron diferencias considerables en las presiones de operación de los equipos EA-2 y EA-4 los cuales tienen presiones de operación bajas, por lo que no fue posible que sus válvulas se integraran al cabezal de desfogues ya que esto ocasionaría aumentar considerablemente su diámetro en el punto de descarga. Lo más conveniente en estos casos es la instalación de cabezales por separado, que manejen descargas provenientes de equipos a altas y bajas presiones. Tal vez sea más económico separar cabezales y válvulas de relevo convencionales, debido a que incrementan el diámetro de un cabezal común. Si los extremos de temperatura ocurrieran, entonces es aconsejable separar los cabezales de descarga, que puede ser más económico que aumentar el diámetro de un cabezal previsto para la expansión de corrientes calientes y frías. Cuando se tratan de integrar dos subcabezales que releven a diferentes presiones se tienen las siguientes consideraciones: En este caso la contrapresión juega un papel muy importante debido a que no puede presentarse en el punto más lejano al cabezal general una contrapresión mayor, es decir el arreglo debe quedar de tal forma, que el empuje de la presión más lejana, tenga la fuerza necesaria para contrarrestar el efecto de la contrapresión de la otra planta en el punto de unión, evitando que el fluido retroceda y no pueda desfogarse hasta que la contrapresión en el cabezal general disminuya hasta igualarse en el punto de unión.
- 4.- La localización del tanque sello y el quemador debe de quedar en el punto de más baja presión del cabezal, así se obtiene el costo mínimo del trabajo neto del cabezal de desfogues.

En cuanto a los aspectos económicos que deben de guardarse tenemos los siguientes:

5.- Si disminuimos diámetros en los cabezales y ramales de desfogue lo cual es posible restringiendo números de Mach permisibles, por ejemplo en los tramos B-G, B-C, etc obtendríamos:

5.1.- Ventajas.

- Menores costos de tuberías.
- Menores costos en soportería.
- Menores costos en accesorios.
- Menores costos en maquinaria y mano de obra de montaje.

5.2.- Desventajas:

- Mayores costos en válvulas.
- Mayores costos en la operación (medidas preventivas por efecto de que un posible desfogue implicaría la presencia de altas caídas de presión, vibraciones, etc).
- Mayores costos en mano de obra especializada por reparaciones.
- Mayores costos en equipos de repuesto.

5.3.- Si aumentamos los diámetros en los cabezales y ramales de desfogue (lo cual es posible por efecto de velocidades recomendables) obtendríamos:

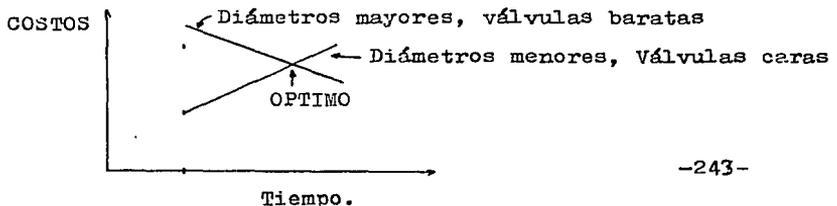
5.3.1.- Ventajas.

- Menores costos en equipos de repuesto.
- Menores costos en válvulas.
- Menores costos en la operación (el desfogue podría absorber mayores volúmenes).

5.3.2.- Desventajas;

- Mayores costos en tuberías.
- Mayores costos en maquinaria y mano de obra de montaje.
- Mayores costos en accesorios.
- Mayores costos en soportería.

Si esto lo trazamos en una gráfica obtendríamos lo siguiente:



B I B L I O G R A F I A

- (1) Marx Issacs  
Pressure Relief Systems  
Chemical Engineering.  
Febrero 22, 1971, pag 113-124.
- (2) Robert Kern.  
Pressure Relief valves for Process Plants.  
Chemical Engineering.  
Febrero 28., 1977, pag 187-194.
- (3) John S. Rearick.  
How to Design Pressure Relief Systems.  
Hydrocarbon Processing.  
Parte 1., Agosto 1969, pag 104-108.  
Parte 2., Septiembre 1969, pag 161-166.
- (4) Ludwig Ernest.  
Pressure relieving Devices.  
Applied Process Design for Chemical and Petrochemicals  
plants, Capitulo 7.  
Gulf Publishing Company.
- (5) P.B. Frankland.  
Relief Valves...  
¿ What needs Protection?  
Hydrocarbon Processing.  
Abril 1978, Pag 189-191.
- (6) Asu Mukerji.  
How to Size Relief Valves.  
Chemical Engineering.  
Junio 2, 1980, pag 79-86
- (7) Floyd E. Anderson.  
Pressure Relieving Devices.  
Chemical Engineering.  
Mayo 24., 1976, pag 128-134.
- (8) L.R. Driskell.  
Piping of Pressure Relieving Devices.  
Petroleum Refiner.  
Julio 1960., pag 127-132.

- (9) M.G. Klett and J.B.Galeski.  
Flare Systems Study.  
E.P.A. Environmental Protection Agency.  
Research Triangle Park, NC 27711.
- (10) Soen H.Tan.  
Flare System Design Simplified.  
Hydrocarbon Processing.  
Junio 1967, pag 172-174.
- (11) Soen H. Tan.  
Simplified Flare System Sizing.  
Hydrocarbon Processing.  
Octubre 1967., Vol 46, No 10 pag 149-154.
- (12) G.R. Kent.  
Practical Design of Flare Stacks.  
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner.  
Agosto 1964, pag 121-125-
- (13) Paul Kandell.  
Program Sizes Pipe and Flare Manifolds for  
Compressible Flow.  
Chemical Engineering.  
Junio 29, 1981., pag 89-93.
- (14) Jorge A. Bonilla.  
Estimate Safe Flare-headers quickly.  
Chemical Engineering.  
Abril 10., 1978, pag 135-140.
- (15) John F. Straitz & Ricardo J. Altube.  
National Airoil Burner Company.  
Flares: Design and Operation.
- (16) Flow of Fluids Though valves, Fittings and Pipe.  
Technical Paper 410. Crane Co., Chicago, 1974.
- (17) Iapple. C.E.  
Isothermal and Adiabatic flow of Compressible Fluids.  
Trans, A.I.Ch.E.  
Vol 39., 1943, pag 385-432.  
CODIGOS.
- (18) "Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure  
Relieving Systems in Refineries". Parte I-Design, API RP-520.  
American Petroleum Institute, 1973.

- (19) "Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure Relieving Systems in Refineries". Parte II, Installation. API-RP 520. American Petroleum Institute, 1969.
- (20) "Guide for Pressure Relief and Depressuring Systems". API-RP 521, American Petroleum Institute, New York, 1969.
- (21) A.S.M.E. Boiler and Pressure Vessel Code, Sección VIII: Unfired Pressure Vessels., Pressure Relief Devices, Pag 45-55, American Soc of Mechanical Engineers, New York 1965.
- (22) "Guide for Inspection of Refinery Equipment". Capitulo XVI, Pressure-Relieving Devices. American Petroleum Institute, New York.

DISCOS DE RUPTURA

- (23) FIKE, Metals Products Corp.  
704 South 10th Street. Missouri 64015 U.S.A.  
Cátálogos de Fabricantes.
- (24) Safety and Relief Valves, Farris Engineering Corp., Catálogo No FE-336, Palisades Park, New. Jersey.
- (25) Safety-Relief Valves, Crosby Valve & Gage Company., Catalogo No 310.  
Cálculo de Propiedades Termodinámicas.
- (26) Data Book on Hydrocarbons.  
Edminister.
- (27) Hanbook of Natural Gas Engineering.  
Mc Graw Hill
- (28) Pedro Zuñiga Arvizu.  
Evaluación de Sistemas de Refrigeración utilizando propano o una mezcla de hidrocarburos para una planta Criógenica.  
Tesis Profesional  
Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán.

A N E X O S.

$$Q_s = \frac{K P_o A R 520}{2.4 \cdot 14.7} \sqrt{\frac{2g}{R T_o} \left[ \frac{k}{k-1} \right] \left[ \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \text{ SCFM (4)}$$

where  $\frac{P_e}{P_o}$  is greater than  $\left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}}$  for subsonic flow

$\frac{P_e}{P_o}$  is equal to or less than  $\left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}}$  for sonic flow

#### Sizing for Subsonic Flow

When the pressure ratio  $P_e/P_o$  is greater than the Critical Pressure Ratio, the flow is subsonic and equations (2) through (4) can be simplified for ease of application.

The required area of a rupture disc device for any gas or vapor is:

Given the Mass Flow Rate—lb/sec

$$a = \frac{W}{K C_1 P_o} \sqrt{\frac{1+460}{M}} \text{ Sq. In. (5)}$$

Given the Actual Flow Rate—ACFM

$$a = \frac{Q_{act}}{643.8 K C_1} \sqrt{\frac{M}{1+460}} \text{ Sq. In. (6)}$$

Given the flow at Standard Conditions—SCFM

$$a = \frac{Q_s}{22772 K C_1 P_o} \sqrt{1+460} \text{ M Sq. In. (7)}$$

Given the flow of Air at Standard Conditions—SCFM Air (K = .62)

$$a = \frac{Q_{sa}}{115 C_1 P_o} \text{ Sq. In. (8)}$$

where

$$C_1 = \sqrt{\frac{2g}{R} \left[ \frac{k}{k-1} \right] \left[ \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_e}{P_o} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

#### Sizing for Sonic Flow

When the pressure ratio  $P_e/P_o$  is less than the Critical Pressure ratio, the flow is sonic and equations (2) through (4) are simplified. For the required area of any gas or vapor where the burst pressure is greater than about two times the exit pressure.

Given the Mass Flow Rate—lb/sec

$$a = \frac{W}{K C_2 P_o} \sqrt{\frac{1+460}{M}} \text{ (9)}$$

Given the Actual Flow Rate—ACFM

$$a = \frac{Q_{act}}{643.8 K C_2} \sqrt{\frac{M}{1+460}} \text{ (10)}$$

Given the flow at Standard Conditions—SCFM

$$a = \frac{Q_s}{22772 K C_2 P_o} \sqrt{1+460} \text{ M (11)}$$

Given the flow of Air at Standard Conditions—SCFM Air (K = .62)

$$a = \frac{Q_{sa}}{11.4 P_o} \text{ (12)}$$

where

$$C_2 = \frac{520}{3600} \sqrt{k \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

TABLE 1  
Gas Flow Constant C<sub>1</sub> For Subsonic Flow

k \ P <sub>e</sub> /P <sub>o</sub> →	.95	.90	.85	.80	.75	.70	.65	.60	.55	.50	.45
1.05	.0440	.0598	.0703	.0777	.0829	.0864	.0884	.0891	.0887	.0871	.0844
1.10	.0441	.0600	.0707	.0783	.0837	.0874	.0897	.0906	.0904	.0891	.0867
1.15	.0441	.0602	.0711	.0788	.0844	.0884	.0908	.0920	.0920	.0909	.0888
1.20	.0442	.0604	.0714	.0793	.0851	.0892	.0919	.0933	.0935	.0927	.0907
1.25	.0442	.0606	.0717	.0798	.0857	.0900	.0929	.0945	.0950	.0943	.0926
1.30	.0443	.0607	.0719	.0802	.0863	.0908	.0938	.0956	.0963	.0958	.0943
1.35	.0443	.0609	.0722	.0805	.0868	.0915	.0947	.0967	.0975	.0973	.0959
1.40	.0444	.0610	.0724	.0809	.0873	.0921	.0955	.0977	.0987	.0986	.0975
1.45	.0444	.0611	.0726	.0812	.0878	.0927	.0963	.0986	.0998	.0999	.0990
1.50	.0445	.0612	.0728	.0816	.0882	.0933	.0970	.0995	.1009	.1011	.1003
1.55	.0445	.0613	.0730	.0819	.0886	.0938	.0977	.1003	.1019	.1023	.1017
1.60	.0445	.0614	.0732	.0821	.0890	.0944	.0983	.1011	.1028	.1034	.1029
1.65	.0446	.0615	.0734	.0824	.0894	.0948	.0989	.1019	.1037	.1040	.1041
1.70	.0446	.0616	.0735	.0826	.0897	.0953	.0995	.1026	.1045	.1054	.1053
2.00	.0448	.0620	.0743	.0839	.0915	.0976	.1024	.1061	.1088	.1104	.1111
2.10	.0448	.0621	.0746	.0842	.0920	.0982	.1032	.1071	.1100	.1119	.1127
2.20	.0448	.0622	.0748	.0845	.0924	.0988	.1040	.1080	.1111	.1131	.1142

**TABLE 2**

**Gas Flow Constant C<sub>2</sub> For Sonic Flow**

k	C <sub>2</sub>	k	C <sub>2</sub>
1.00	0.0876	1.38	0.0984
1.02	0.0883	1.40	0.0989
1.04	0.0889	1.42	0.0994
1.06	0.0895	1.44	0.0999
1.08	0.0902	1.46	0.1003
1.10	0.0908	1.48	0.1008
1.12	0.0914	1.50	0.1013
1.14	0.0920	1.52	0.1017
1.16	0.0925	1.54	0.1022
1.18	0.0931	1.56	0.1026
1.20	0.0937	1.58	0.1031
1.22	0.0942	1.60	0.1035
1.24	0.0948	1.62	0.1039
1.26	0.0953	1.64	0.1043
1.28	0.0959	1.66	0.1048
1.30	0.0964	1.68	0.1052
1.32	0.0969	1.70	0.1056
1.34	0.0974	2.00	0.1112
1.36	0.0979	2.10	0.1129
		2.20	0.1145

**Converting Actual Flow to SCFM**

As defined, a "standard cubic foot" of gas is that quantity of gas which, at a pressure of one atmosphere (14.7 psi) and a temperature of 60° F occupies one cubic foot of volume.

Standard flow conditions can be found from actual flow conditions (ACFM) by recalling the perfect gas law

$$P_1 V = W R T_1$$

If a known volume (or volume rate of flow Q<sub>1</sub>) of gas, at a specified temperature and pressure, is allowed to expand to a new volume (or volume rate of flow Q<sub>2</sub>) the pressure and temperature relationship is expressed by

$$\frac{P_1 Q_1}{T_1} = \frac{P_2 Q_2}{T_2}$$

So that to convert from actual flow conditions to standard flow conditions

$$Q_s = \frac{520}{14.7} \times \frac{P_{act}}{T_{act}} \times Q_{act} = \text{SCFM} \quad (13)$$

Or from actual flow to standard flow of air

$$Q_{sa} = \frac{520}{14.7} \times \sqrt{\frac{M}{29}} \times \frac{P_{act}}{T_{act}} \times Q_{act} = \text{SCFM}_{air} \quad (14)$$

**Sizing for Steam Flow**

For steam flow through sharp-edge orifices where the pressure ratio P<sub>2</sub>/P<sub>1</sub> is less than a Critical Pressure Ratio of .55 the following well-established equations are preferred:

**Initially Superheated Steam**

Napier's empirical equation:

$$a = \frac{70W(1 + 00065D)}{K P_0} \quad \text{Sq. In.} \quad (15)$$

**Dry and Saturated Steam**

Napier's empirical equation:

$$a = \frac{70W}{K P_0} \quad \text{Sq. In.} \quad (16)$$

**Initially Wet Steam**

Napier's empirical equation:

$$a = \frac{70W(1 - 012X)}{K P_0} \quad \text{Sq. In.} \quad (17)$$

**TABLE 3**  
**Gas Constants**

GAS OR VAPOR	MOLECULAR WEIGHT	k = C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub>
Air	28.97	1.40
Acetic Acid	60	1.15
Acetylene	26.04	1.26
Ammonia	17.03	1.33
Argon	40.00	1.67
Benzene	78.10	1.12
N-Butane	58.12	1.094
ISO-Butane	58.12	1.094
Butene	56.10	1.10
Carbon Monoxide	28.00	1.40
Carbon Disulfide	76.00	1.21
Carbon Dioxide	44.01	1.30
Chlorine	70.90	1.36
Cyclohexane	84.16	1.09
Ethane	30.07	1.22
Ethyl Alcohol	46.07	1.13
Ethyl Chloride	64.50	1.19
Ethyene	28.05	1.26
Helium	4	1.66
Hydrochloric Acid	36.50	1.41
Hydrogen	2.016	1.41
Hydrogen Sulfide	34.07	1.32
Methane	16.04	1.31
Methyl Alcohol	32.04	1.20
Methyl Chloride	50.48	1.20
Natural Gas (Aver.)	19	1.27
Nitric Acid	30	1.40
Nitrogen	28	1.404
Nitrous Oxide	44	1.3
Oxygen	32	1.4
Pentane	72.15	1.07
Propane	44.09	1.13
Sulphur Dioxide	64.06	1.29
Water Vapor	18.02	1.324

gas. If liquid droplets of hydrocarbon larger than  $150 \mu$  in size are present in the flame, these values should be somewhat increased.

Once the required distance,  $D$ , has been calculated, correction should be applied to take the flame length into account, since all radiation is considered to emanate from the flame midpoint. This correction will be quite significant when examining radiation levels at grade. Flame length varies with emission velocity and heat release. Information on this subject is limited and usually based on visual observations in connection with emergency discharges to flares. Some plant-scale experimental work on flame lengths covering relatively high release rates of various mixtures of hydrogen and hydrocarbon is indicated in Fig. 4. The calculated distance,  $D$ , is based on a vertical flame burning in still air. Flame under the influence of wind will tilt in the direction the wind is blowing. Until more data become available, the lateral wind effect on flames from flare stacks may be obtained from Fig. 5 which relates horizontal reach and vertical lift of flames to the lateral wind velocity relative to stack velocity. Should more detail of the bow pattern be desired, the calculation procedure shown in Sect. 5, Par. 5.3(C) may be followed.

#### 4. Atmospheric Dispersion

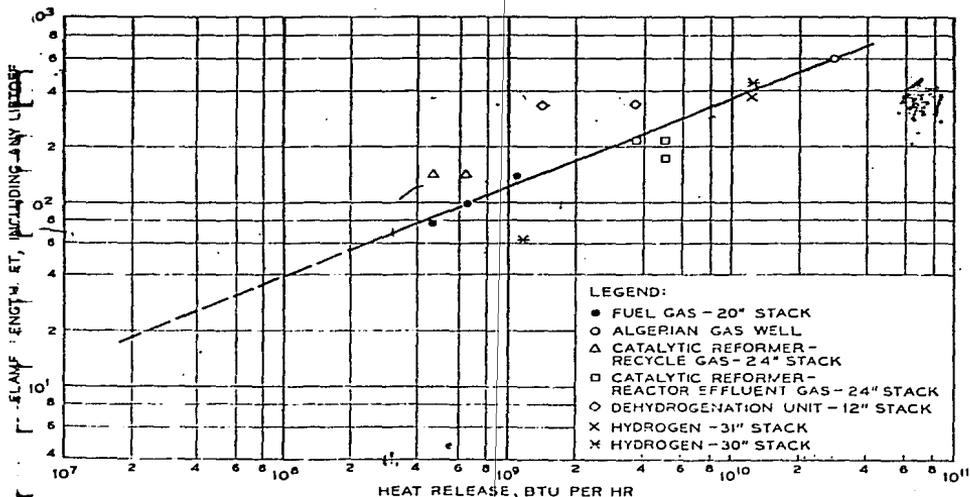
Atmospheric dispersion is discussed in Par. 4.2(A and E) and Appendix B. For a detailed discussion of the dispersion of gases from stacks and flares, refer to *API Manual on Disposal of Refinery Wastes*.<sup>13</sup>

#### B. Combustion Location

Personnel considerations are discussed in Par. 4.2. For equipment considerations, see item A herein and Par. 4.2.

#### C. Combustion Methods

Disposal of combustible gases by burning is generally accomplished in flares. Flares are used advantageously for quick disposal of continuous flows of excess gases and for large surges of gases in an emergency. The flare should be designed to operate smokelessly, where possible, at least for most of the range of gas rates it is expected to handle. This will require consideration of sufficient steam availability at the flare location. Additional operating requirements are positive pilot ignition, flame stability, and acceptable levels of noise and luminosity. The types and design factors involved in smoke-



Note: Multiple points signify separate observations or different assumptions of heat content.

FIG. 4 - Flame Length Vs. Heat Release (Industrial Sizes and Releases).

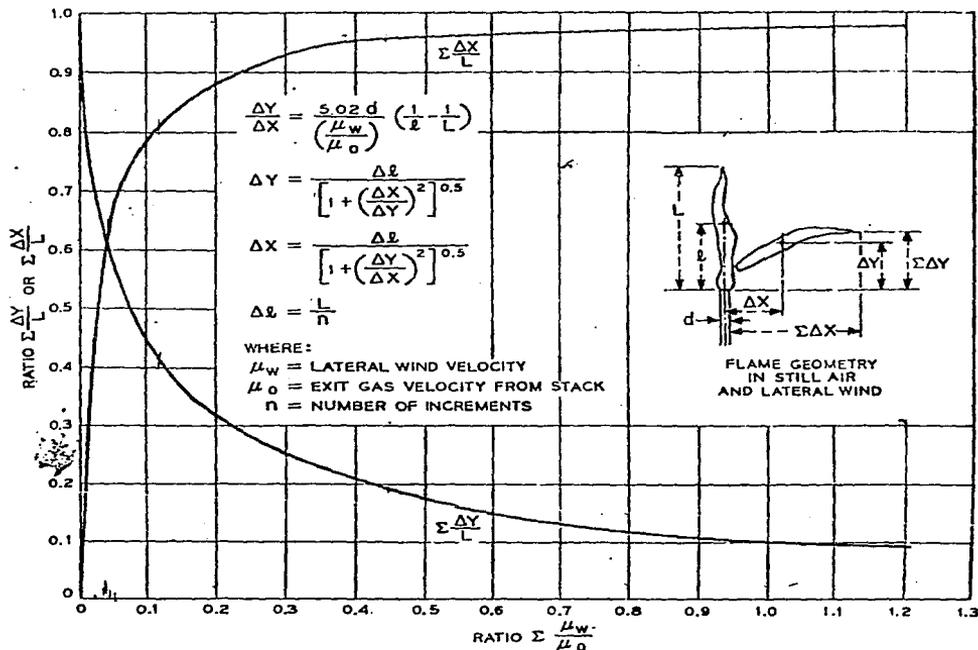


FIG. 5—Approximate Flame Distortion Due to Lateral Wind on Jet Velocity from Flare Stack.

less flares are covered in *API Manual on Disposal of Refinery Wastes*.<sup>32</sup>

### 1. Elevated Flares

An elevated flare consists of a stack—either guyed with a supporting structure or self-supported—with a burner tip, pilot burners and associated fuel system, igniter, and miscellaneous auxiliaries. Since an elevated flare results in combustion at a high elevation, it does not require a large unobstructed area and can be located either within a process area or on the periphery. When determining whether to locate an elevated flare in a process area or on the immediate periphery, a critical factor to be evaluated is the radiant heat exposure to personnel who may be required to remain in, or come into, the process area for emergency duty when a major release of vapor to the flare is likely to occur. For limits of radiant heat intensity, see Sect. 5, Par. 5.3(C-1).

Compared to a ground flare, an elevated flare conserves space and may shorten length of flare line, thus permitting a reduction in line size. The major disadvantages of an elevated flare may be initial cost, difficult maintenance, and flame visibility.

### 2. Ground Flares

A ground flare is similar in design to an elevated flare and requires essentially the same auxiliary systems. The major difference is that no supporting structure is required, which may afford considerable savings. The prime disadvantage is that a ground flare must be well isolated from refinery facilities and property lines, thus requiring considerable space. Depending on heat release, the minimum unobstructed distance surrounding a flare may vary from 250 ft to 500 ft. One advantage of a ground flare is that it facilitates maintenance; also, since weight or size is not critical, special design features

## Why an "O" Ring Seat Pressure Seal?

In the normal operation of a safety-relief valve the disc must lift off the nozzle very slightly to "simmer," allowing pressure build-up within the secondary orifice (huddling chamber), causing the valve to "pop" fully open. Simmering occurs many times in the process industries where, as a result of process changes, minor upsets, etc., operating pressure fluctuates higher than normal, causing safety-relief valves to "simmer," but not fully open. This will cause serious misalignment in the valve and after the pressure drops, the valve will very often continue to leak below the normal operating pressure.

While this can be overcome by actually popping the valve, this is not always possible. The use of the Farris "O" Ring Seat Pressure Seal will always overcome this difficulty.

As occurs very frequently operating pressures are too close to valve set pressures. As the operating pressure approaches the set pressure, seat loading is diminished reducing the force which affects tightness. With the use of the Farris "O" Ring Seat Pressure Seal, tightness can be obtained at relatively higher operating pressures than with metal to metal or other soft seat safety-relief valves.

On light, hard to hold fluids such as hydrogen, helium, light hydrocarbon, anhydrous ammonia, etc., metal to metal seats are often penetrated, causing leakage problems. The Farris "O" Ring Seat Pressure Seal will overcome leakage on these hard to hold fluids.

On applications where heavy vibrations occur — i.e. barges, tankers, pumps, compressors, etc., leakage of metal to metal seats develop as a result for as the set pressure is approached the spring force is equalized and the vibration tends to reduce the effect of seat loading, causing leakage. The Farris "O" Ring Seat Pressure Seal will maintain tightness as the spring force is not a factor in the tightness of the "O" Ring design.

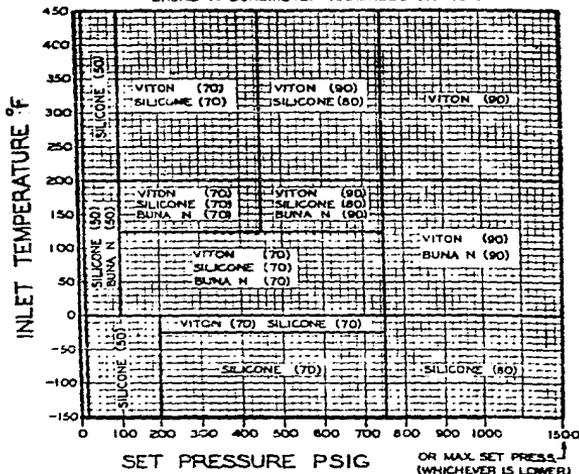
Where occasional minute foreign particles are carried in the flowing medium, metal to metal seats are usually marred or scratched when the valve is blowing. This creates troublesome leakage problems after the valve closes. The Farris "O" ring seat pressure seal will absorb without damage the impact of these particles and will eliminate disc separation from the metal seating surface on the nozzle as the valve closes, thus reducing the incidence of leakage in valves on most process units. When necessary, simply replace the "O" ring to maintain tightness.

Due to corrosion, metal to metal seats may eventually leak. With the proper selection of the Farris "O" Ring Seat Pressure Seal tightness may be improved and maintained.

Nozzle icing conditions result from the refrigerant effect of the flowing media when a valve relieves. Ice actually forms on the seat, thus causing leakage. The Farris "O" Ring Seat Pressure Seal again reduces this troublesome type of leakage.

## "O" Ring Material Selection Chart

FIGURES IN PARENTHESES INDICATE SHORE A DUROMETER HARDNESS AT 70° F



Standard tightness of "O" Ring valves: No bubbles at 95% of set pressure. Applies to both conventional and bellows valves. At set pressures 60 PSIG and below, leakage test shall be made at 3 PSIG below set pressure.

## Service recommendations for "O" Ring materials

BUNA N	VITON (cont.)
Air	Ethyl Chloride
Anhydrous Ammonia	Ethylene
Butane	Ethylene Glycol
Butene	Ethyl Alcohol
Carbon Dioxide	Kerosene
Diesel Oil	Hydrochloric Acid
Ethyl Ether	Nitrogen Sulphide
Ethylene Glycol	Isobutyl Alcohol
Freons #11 & 12	#4 Fuel
Foot Oil	#5 Fuel
Gasoline	Kerosene
Helium	Light Oil
Hydrogen	Mercaptan
Hydrogen Sulphide	Methylene Dichloride
Kerosene	Mineral Gas
Light Oil	Naphtha
Natural Gas	Nitric Acid
Nitrogen	Oilseeds
Oxygen	Oronin 8200 & 8515
Propane	Propane
Standard Solvent	Propylene
	Trigly Alcohol
<b>VITON</b>	Stoddard Solvent
Acetylene Tetrachloride	Sulphur Dioxide
Air	Sulphuric Acid
Allyl Alcohol	Toluene
Aromatic #1248	Trichloroethylene
Benzene	Terpenoids
Butadiene	Ylang-Ylang
Butane	Water
Butene	Xylene
Butylene	
Carbon Disulphide	<b>SILICONE</b>
Carbon Tetrachloride	Air
Chlorine (Dry Gas)	Helium
Cyclohexane	Nitrogen
Deaerated "A"	Oxygen

These recommendations are a guide only and service life of the "O" Ring is, of course, dependent on temperature, concentrations, catalysts that may be added and other conditions which are beyond our control.

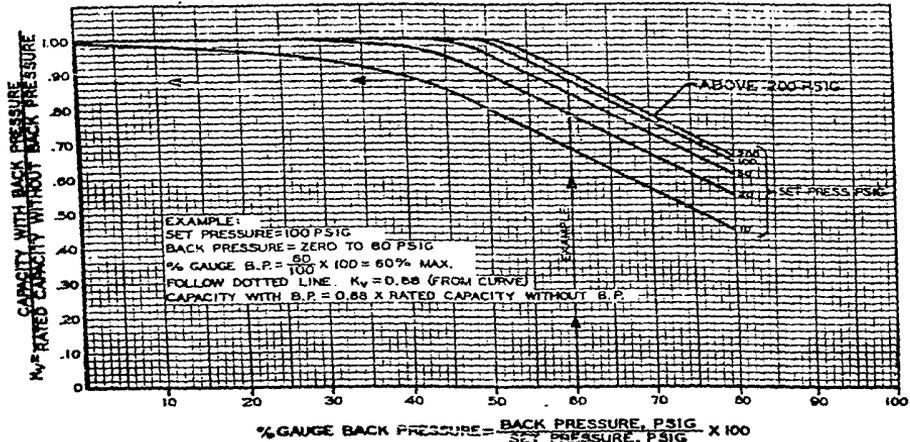
# Sizing Factors

## Variable or Constant Back Pressure Sizing Factor

$K_v$

10% Overpressure

BalanSeal Valves Only — Vapors and Gases

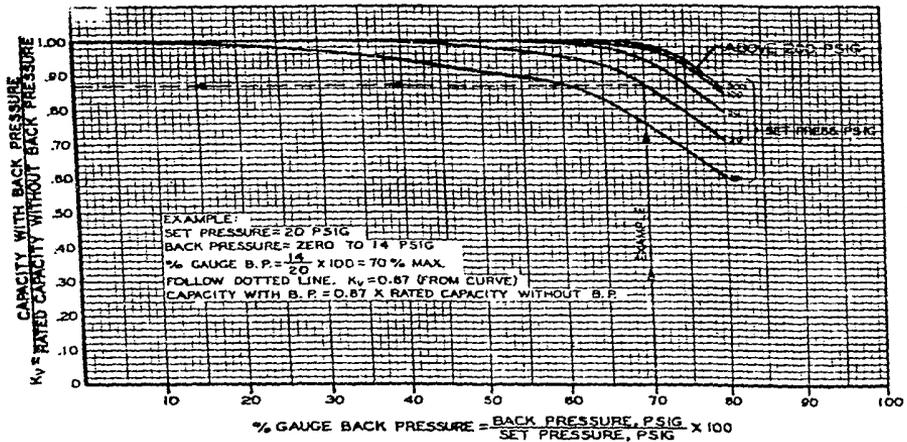


## Variable or Constant Back Pressure Sizing Factor

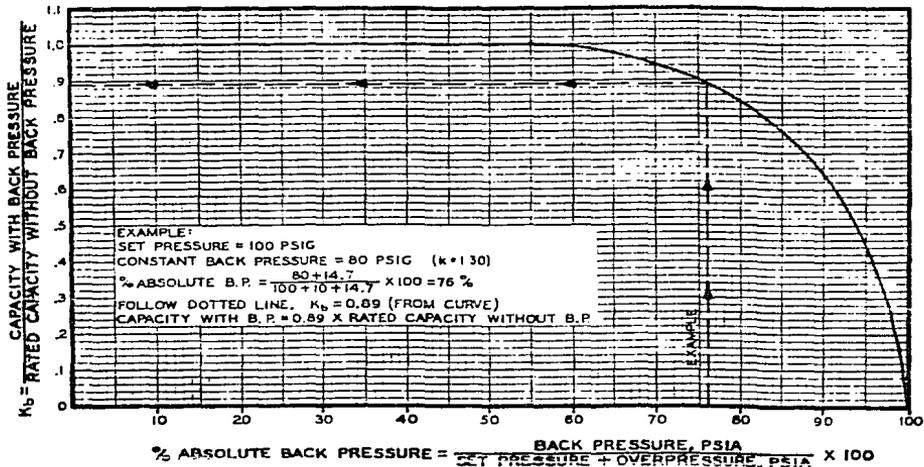
$K_v$

20% Overpressure

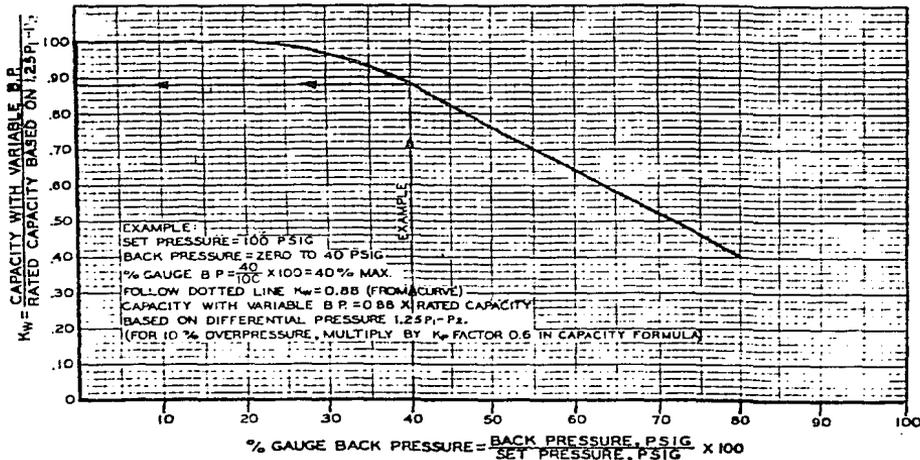
BalanSeal Valves Only — Vapors and Gases



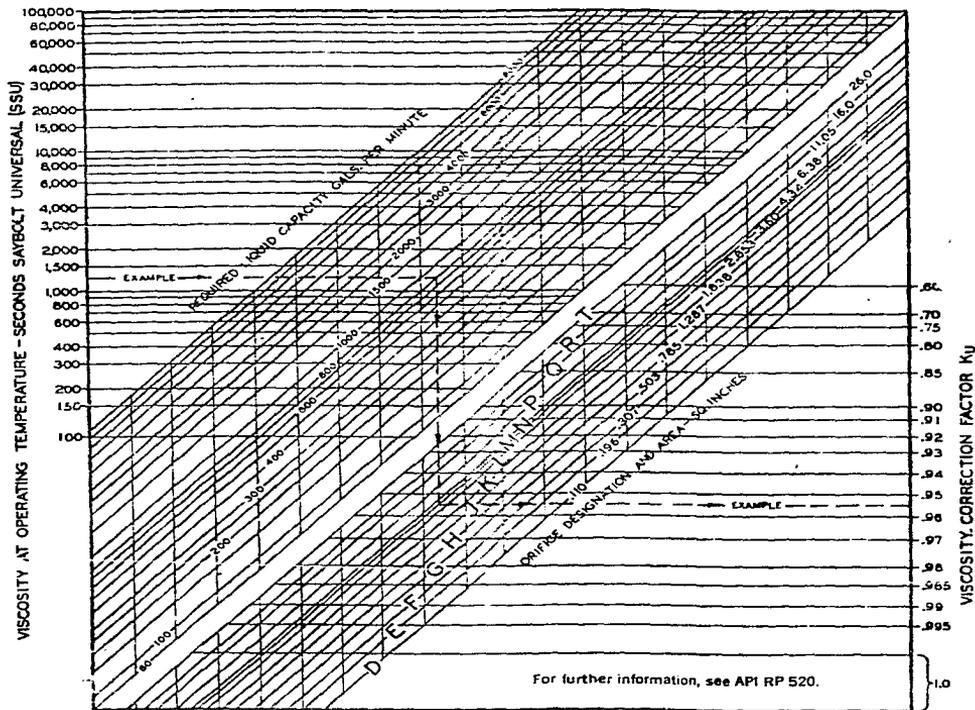
Constant Back Pressure Sizing Factor  
 $K_b$   
 Conventional Valves — Vapors and Gases



Variable or Constant Back Pressure Sizing Factor  
 $K_w$   
 25% Overpressure  
 BalonSeal Valves — Liquids Only







For further information, see API RP 520.

The viscosity of the liquid may reduce the velocity and capacity enough to require a larger orifice size than the usual liquid capacity formula would indicate. This simplified viscosity chart and the "Ku" viscosity correction factors obtainable from it are for use in properly sizing Safety-Relief Valves intended for viscous liquid service. Formulas and graphs used

in preparing this chart reflect the latest conservative engineering data on the subject (1).

For viscous liquid service, it is advisable to allow 25% overpressure, to size conservatively, and to consider the use of the bellows and/or steam jacketed bodies (see page 2-56) for the purpose of isolating the moving parts and to prevent freezing of the lading fluid.

## Sizing Method

Since the viscosity correction factor is dependent upon the actual orifice area, direct solution is not possible and a trial orifice size must be found before the "Ku" can be determined accurately.

**Example:** Viscosity — Secs. Saybolt Universal  
Capacity Required  
Set Pressure  
Constant Back Pressure  
Differential Pressure (1.25 P<sub>1</sub>-P<sub>2</sub>)  
Allowable Overpressure  
Specific Gravity  
Relieving Temperature

1250 SSU @ 100°F  
800 GPM  
100 PSIG  
10 PSIG  
115 PSIG  
25%  
0.98 W 100°F  
100°F

Step 1—Calculate Trial Orifice: Calculate the trial required orifice area from the liquid formula on page 3.3)

$$A = \frac{V_L}{24.3 \sqrt{1.25 P_1 - P_2}} \cdot K_p \cdot K_g \cdot K_u \cdot 24.3 \sqrt{125/10} (1)(1)(0.01)(1) = 3.04 \text{ in}^2$$

If Balanced valve construction is used and variable back pressure conditions exist, use the maximum back pressure to determine P<sub>2</sub> formula and correct for K<sub>w</sub> factor (see Graph page 3.6) Use the following formula:

$$A = \frac{V_L}{24.3 \sqrt{1.25 P_1 - P_2}} \cdot K_p \cdot K_g \cdot K_u \cdot K_w$$

Select the next larger orifice size or an "N" orifice with 3.60 sq. in. orifice area. (This should be about 20% greater than the calculated area to allow for reduction of capacity due to the viscosity correction factor "K<sub>u</sub>".)

Step 2—Use Chart To Find "Ku": Enter the Viscosity Correction Chart from the left, reading 1250 SSU. Follow the example line horizontally to the required 800 GPM. Drop vertically to the selected trial orifice "A" and proceed horizontally to the right to the K<sub>u</sub> scale, reading K<sub>u</sub> = 0.955.

Step 3—Verify Orifice Selection: This chart is designed to minimize the trial and error required for solution. Note that the exit from the chart is from the orifice line to the solution. By inspection vertically, the next larger or smaller orifice show alternate values of the "A" term and the corresponding "Ku" term, without repeating all the steps.

Step 4 — To Find The Capacity of The Selected Orifice: Solve for V<sub>L</sub> (see page 3.3) using the selected orifice area A = 3.60 and K<sub>u</sub> = 0.955 from the chart. The "N" orifice capacity is approximately 858 gallons per minute for the required conditions.

(1) Principal sources of information were the ASME Power Test Code PTC 19.5, 4-1959 and the ASME Report "Fluid Meters", Fifth Edition, 1959.

# D ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

Teledyne Farris Safety Relief Valves

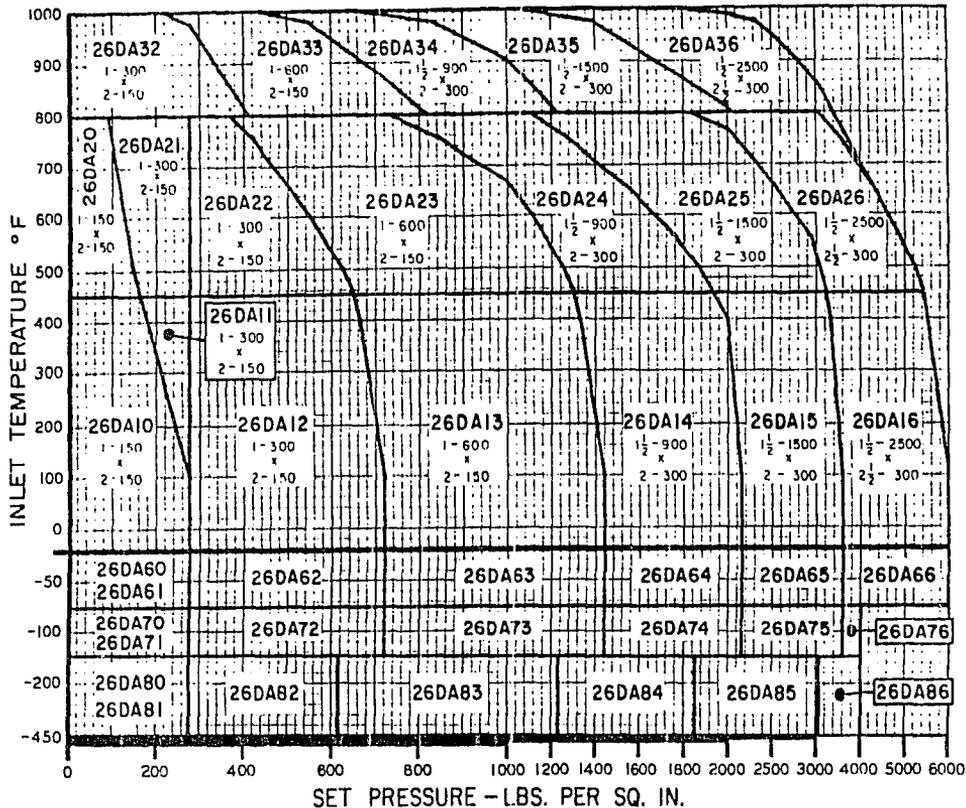
Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG							MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE	
			INLET X OUTLET	INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BONNET		SPRING
26DA10	26DB10	1x2	150#	150#	---	---	---	---	275	165	---	---	230	230	CARBON STEEL	CARBON STEEL	-20°F TO 450°F
26DA11	26DB11	1x2	300#	150#	---	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26DA12	26DB12	1x2	300#	150#	---	---	---	---	720	650	---	---	230	230			
26DA13	26DB13	1x2	600#	150#	---	---	---	---	1440	1305	---	---	230	230			
26DA14	---	1½x2	900#	300#	---	---	---	---	2160	1955	---	---	600	---			
26DA15	---	1½x2	1500#	300#	---	---	---	---	3600	3255	---	---	600	---			
26DA16	---	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	6000	5430	---	---	600	---	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F
26DA20	26DB20	1x2	150#	150#	---	---	---	---	165	92	---	---	230	230			
26DA21	26EB21	1x2	300#	150#	---	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26DA22	26DB22	1x2	300#	150#	---	---	---	---	650	365	---	---	230	230			
26DA23	26DB23	1x2	600#	150#	---	---	---	---	1305	730	---	---	230	230			
26DA24	---	1½x2	900#	300#	---	---	---	---	1955	1100	---	---	600	---			
26DA25	---	1½x2	1500#	300#	---	---	---	---	3255	1830	---	---	600	---	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F
26DA26	---	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	5430	3050	---	---	600	---			
26DA32	26DB32	1x2	300#	150#	---	---	---	---	410	215	---	---	230	230			
26DA33	26DB33	1x2	600#	150#	---	---	---	---	815	430	---	---	230	230			
26DA34	---	1½x2	900#	300#	---	---	---	---	1225	645	---	---	600	---			
26DA35	---	1½x2	1500#	300#	---	---	---	---	2040	1070	---	---	600	---			
26DA36	---	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	3400	1785	---	---	600	---	3¼% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	-21°F TO -75°F
26DA60	26DB60	1x2	150#	150#	---	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26DA61	26DB61	1x2	300#	150#	---	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26DA62	26DB62	1x2	300#	150#	---	---	---	---	720	---	---	---	230	230			
26DA63	26DB63	1x2	600#	150#	---	---	---	---	1440	---	---	---	230	230			
26DA64	---	1½x2	900#	300#	---	---	---	---	2160	---	---	---	600	---			
26DA65	---	1½x2	1500#	300#	---	---	---	---	3600	---	---	---	600	---	3¼% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-76°F TO -150°F
26DA66	---	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	6000	---	---	---	600	---			
26DA70	26DB70	1x2	150#	150#	---	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26DA71	26DB71	1x2	300#	150#	---	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26DA72	26DB72	1x2	300#	150#	---	---	---	---	720	---	---	---	230	230			
26DA73	26DB73	1x2	600#	150#	---	---	---	---	1440	---	---	---	230	230			
26DA74	---	1½x2	900#	300#	---	---	---	---	2160	---	---	---	600	---	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-151°F TO -450°F
26DA75	---	1½x2	1500#	300#	---	---	---	---	3600	---	---	---	600	---			
26DA76	---	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	4000	---	---	---	600	---			
26DA80	26DB80	1x2	150#	150#	---	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26DA81	26DB81	1x2	300#	150#	---	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26DA82	26DB82	1x2	300#	150#	---	---	---	---	615	---	---	---	230	230			
26DA83	26DB83	1x2	600#	150#	---	---	---	---	1235	---	---	---	230	230	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-151°F TO -450°F
26DA84	---	1½x2	900#	300#	---	---	---	---	1850	---	---	---	600	---			
26DA85	---	1½x2	1500#	300#	---	---	---	---	3085	---	---	---	600	---			
26DA86	---	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	4000	---	---	---	600	---			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

# 2600 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



Selection Chart

0.110 SQ. IN.

NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves, for BalanSeal and "O" ring construction, the 4th

digit "A" of the above type number changes to:

B—BalanSeal valve

C—Conventional valve with "O" ring seat seal

D—BalanSeal valve with "O" ring seat seal

} see pages 2.10 and 2.11 for "O" ring material selection chart.

2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5.4 and 5.6.



# E ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

Teledyne Ferris Safety-Relief Valves

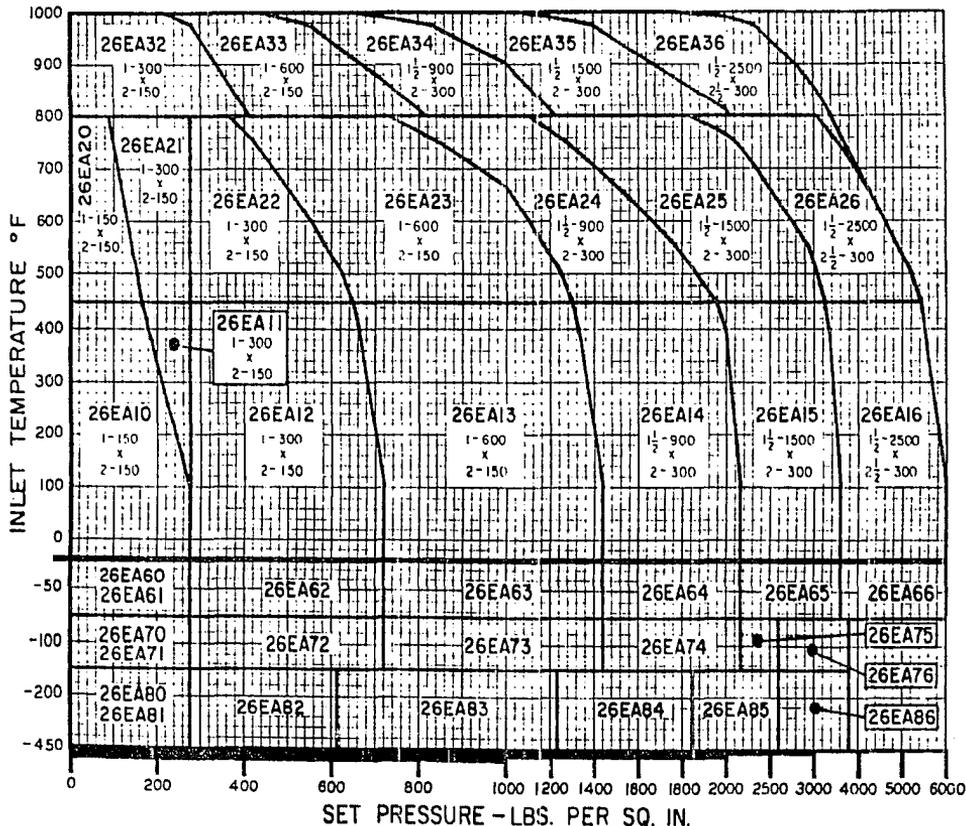
Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE		ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG						MAX. BACK PRESS. PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE	
		INLET RF OR RJ	OUTLET	INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANCEAL TYPE	BODY & BONNET		SPRING
26EA10	26EB10	1x2	150#	150#	150#	---	---	---	275	165	---	---	230	230	CARBON STEEL	CARBON STEEL	-20°F TO 450°F
26EA11	26EB11	1x2	300#	150#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26EA12	26EB12	1x2	300#	150#	150#	---	---	---	720	650	---	---	230	230			
26EA13	26EB13	1x2	600#	150#	150#	---	---	---	1440	1305	---	---	230	230			
26EA14	---	1½x2	900#	300#	300#	---	---	---	2160	1955	---	---	600	---			
26EA15	---	1½x2	1500#	300#	300#	---	---	---	3600	3255	---	---	600	---			
26EA16	---	1½x2½	2500#	300#	300#	---	---	---	6000	5430	---	---	600	---			
26EA20	26EB20	1x2	150#	150#	150#	---	---	---	165	92	---	---	230	230	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F
26EA21	26EB21	1x2	300#	150#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26EA22	26EB22	1x2	300#	150#	150#	---	---	---	650	365	---	---	230	230			
26EA23	26EB23	1x2	600#	150#	150#	---	---	---	1305	730	---	---	230	230			
26EA24	---	1½x2	900#	300#	300#	---	---	---	1955	1100	---	---	600	---			
26EA25	---	1½x2	1500#	300#	300#	---	---	---	3255	1830	---	---	600	---			
26EA26	---	1½x2½	2500#	300#	300#	---	---	---	5430	3050	---	---	600	---			
26EA32	26EB32	1x2	150#	150#	150#	---	---	---	---	410	215	---	230	230	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F
26EA33	26EB33	1x2	600#	150#	150#	---	---	---	---	815	430	---	230	230			
26EA34	---	1½x2	900#	300#	300#	---	---	---	---	1225	645	---	600	---			
26EA35	---	1½x2	1500#	300#	300#	---	---	---	---	2040	1070	---	600	---			
26EA36	---	1½x2½	2500#	300#	300#	---	---	---	---	3400	1785	---	600	---			
26EA60	26EB60	1x2	150#	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26EA61	26EB61	1x2	300#	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26EA62	26EB62	1x2	300#	150#	150#	---	---	720	---	---	---	---	230	230			
26EA63	26EB63	1x2	600#	150#	150#	---	---	1440	---	---	---	---	230	230			
26EA64	---	1½x2	900#	300#	300#	---	---	2160	---	---	---	---	600	---			
26EA65	---	1½x2	1500#	300#	300#	---	---	3600	---	---	---	---	600	---			
26EA66	---	1½x2½	2500#	300#	300#	---	---	6000	---	---	---	---	600	---			
26EA70	26EB70	1x2	150#	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-76°F TO -150°F
26EA71	26EB71	1x2	300#	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26EA72	26EB72	1x2	300#	150#	150#	---	---	720	---	---	---	---	230	230			
26EA73	26EB73	1x2	600#	150#	150#	---	---	1440	---	---	---	---	230	230			
26EA74	---	1½x2	900#	300#	300#	---	---	2160	---	---	---	---	600	---			
26EA75	---	1½x2	1500#	300#	300#	---	---	2600	---	---	---	---	600	---			
26EA76	---	1½x2½	2500#	300#	300#	---	---	3800	---	---	---	---	600	---			
26EA80	26EB80	1x2	150#	150#	150#	275	---	---	---	---	---	---	230	230	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-151°F TO -450°F
26EA81	26EB81	1x2	300#	150#	150#	275	---	---	---	---	---	---	230	230			
26EA82	26EB82	1x2	300#	150#	150#	615	---	---	---	---	---	---	230	230			
26EA83	26EB83	1x2	600#	150#	150#	1235	---	---	---	---	---	---	230	230			
26EA84	---	1½x2	900#	300#	300#	1850	---	---	---	---	---	---	600	---			
26EA85	---	1½x2	1500#	300#	300#	2600	---	---	---	---	---	---	600	---			
26EA86	---	1½x2½	2500#	300#	300#	3800	---	---	---	---	---	---	600	---			
26EA88	---	1½x2½	2500#	300#	300#	3800	---	---	---	---	---	---	600	---			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

# 2600 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



- NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:  
 B—BalanSeal valve  
 C—Conventional valve with "O" ring seat seal } see pages 2.10 and 2.11 for "O" ring material selection chart  
 D—BalanSeal valve with "O" ring seat seal
2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5.4 and 5.6

Selection Chart

0.196 SQ. IN.



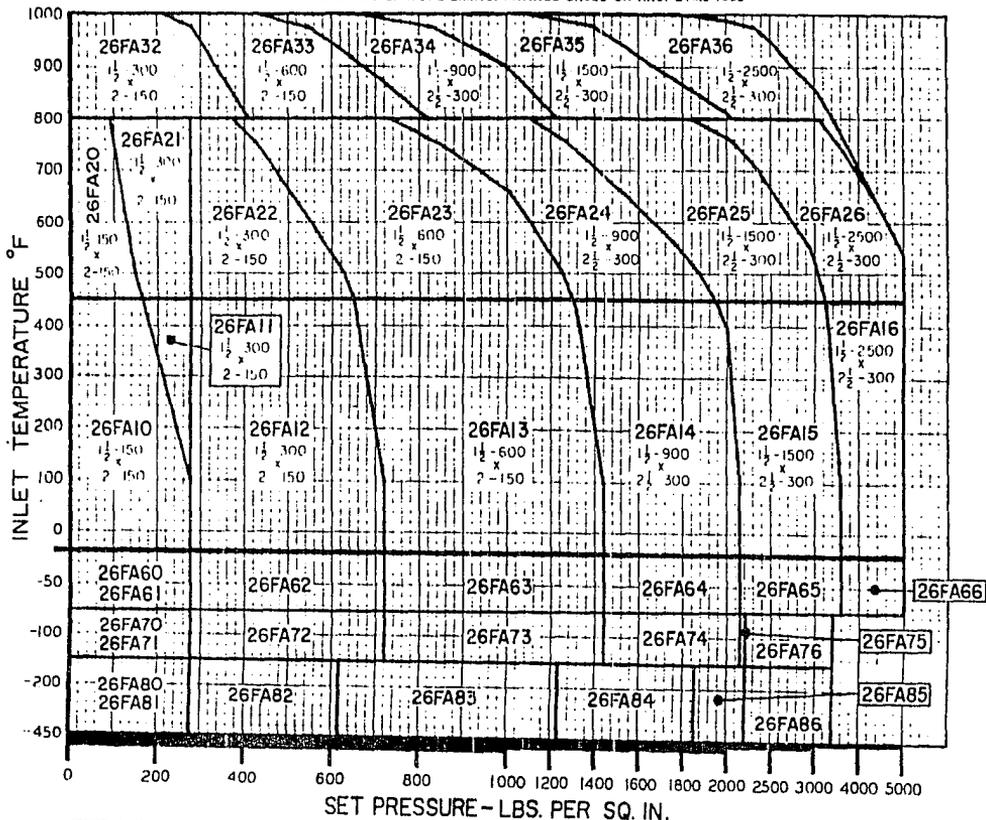
# F ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG						MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INIFT TEMP. RANGE	
CONVENTIONAL	BALANSFAL	INLET OUTLET	INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSFAL TYPE	BODY & BONNET		SPRING
															26FA10	
26FA11	26FB11	1½x2	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26FA12	26FB12	1½x2	300#	150#	---	---	---	720	650	---	---	230	230			
26FA13	26FB13	1½x2	600#	150#	---	---	---	1440	1305	---	---	230	230			
26FA14	26FB14	1½x2½	900#	300#	---	---	---	2160	1955	---	---	600	500			
26FA15	26FB15	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	3600	3255	---	---	600	500			
26FA16	26FB16	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	5000	5000	---	---	600	500			
26FA26	26FB20	1½x2	150#	150#	---	---	---	---	165	92	---	230	230	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F
26FA21	26FB21	1½x2	300#	150#	---	---	---	---	275	275	---	230	230			
26FA22	26FB22	1½x2	300#	150#	---	---	---	---	650	365	---	230	230			
26FA23	26FB23	1½x2	600#	150#	---	---	---	---	1305	730	---	230	230			
26FA24	26FB24	1½x2½	900#	300#	---	---	---	---	1955	1100	---	600	500			
26FA25	26FB25	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	---	3255	1830	---	600	500			
26FA26	26FB26	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	5000	3050	---	600	500			
26FA32	26FB32	1½x2	300#	150#	---	---	---	---	410	215	---	230	230	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F
26FA33	26FB33	1½x2	600#	150#	---	---	---	---	815	430	---	230	230			
26FA34	26FB34	1½x2½	900#	300#	---	---	---	---	1225	645	---	600	500			
26FA35	26FB35	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	---	2040	1070	---	600	500			
26FA36	26FB36	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	3400	1785	---	600	500			
26FA60	26FB60	1½x2	150#	150#	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26FA61	26FB61	1½x2	300#	150#	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26FA62	26FB62	1½x2	300#	150#	---	---	---	720	---	---	---	230	230			
26FA63	26FB63	1½x2	600#	150#	---	---	---	1440	---	---	---	230	230			
26FA64	26FB64	1½x2½	900#	300#	---	---	---	2160	---	---	---	600	500			
26FA65	26FB65	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	3600	---	---	---	600	500			
26FA66	26FB66	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	5000	---	---	---	600	500			
26FA70	26FB70	1½x2	150#	150#	---	---	---	275	---	---	---	230	230	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-76°F TO 150°F
26FA71	26FB71	1½x2	300#	150#	---	---	---	275	---	---	---	230	230			
26FA72	26FB72	1½x2	300#	150#	---	---	---	720	---	---	---	230	230			
26FA73	26FP73	1½x2	600#	150#	---	---	---	1440	---	---	---	230	230			
26FA74	26FB74	1½x2½	900#	300#	---	---	---	2160	---	---	---	600	500			
26FA75	26FB75	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	2200	---	---	---	600	500			
26FA76	26FB76	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	3400	---	---	---	600	500			
26FA80	26FB80	1½x2	150#	150#	275	---	---	---	---	---	---	230	230	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F
26FA81	26FB81	1½x2	300#	150#	275	---	---	---	---	---	---	230	230			
26FA82	26FB82	1½x2	300#	150#	615	---	---	---	---	---	---	230	230			
26FA83	26FB83	1½x2	600#	150#	1235	---	---	---	---	---	---	230	230			
26FA84	26FB84	1½x2½	900#	300#	1850	---	---	---	---	---	---	600	500			
26FA85	26FB85	1½x2½	1500#	300#	2200	---	---	---	---	---	---	600	500			
26FA86	26FB86	1½x2½	2500#	300#	3400	---	---	---	---	---	---	600	500			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

# 2600 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



Selection Chart 0.307 SQ. IN.

- NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:
- B. BalanSeal valve
  - C. Conventional valve with "O" ring seat seal | see pages 2-10 and 2-11 for "O" ring material selection chart.
  - D. BalanSeal valve with "O" ring seat seal
2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5-4 and 5-5.



# G ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

Telodyne Farris Safety-Relief Valves

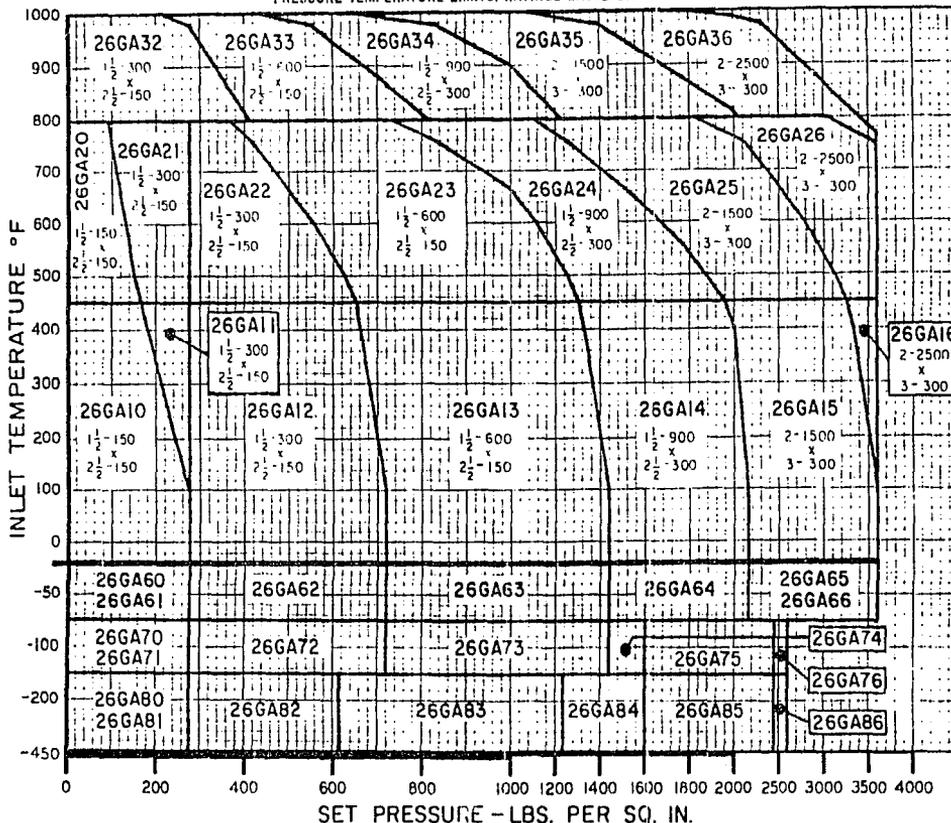
TYPE NUMBER		VALVE SIZE X OUTLET	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG						MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE	
			INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSAL TYPE	BODY & BONNET		SPRING
26GA10	26GB10	1 1/2 x 2 1/2	150#	150#	---	---	---	275	165	---	---	230	230	CARBON STEEL	CARBON STEEL	-20°F TO 450°F
26GA11	26GB11	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26GA12	26GB12	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	---	720	650	---	---	230	230			
26GA13	26GB13	1 1/2 x 2 1/2	600#	150#	---	---	---	1440	1305	---	---	230	230			
26GA14	26GB14	1 1/2 x 2 1/2	900#	300#	---	---	---	2160	1955	---	---	600	470			
26GA15	26GB15	2x3	1500#	300#	---	---	---	3600	3255	---	---	600	470			
26GA16	26GB16	2x3	2500#	300#	---	---	---	3600	3600	---	---	600	470			
26GA20	26GB20	1 1/2 x 2 1/2	150#	150#	---	---	---	165	92	---	---	230	230	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F
26GA21	26GB21	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26GA22	26GB22	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	---	650	365	---	---	230	230			
26GA23	26GB23	1 1/2 x 2 1/2	600#	150#	---	---	---	1305	730	---	---	230	230			
26GA24	26GB24	1 1/2 x 2 1/2	900#	300#	---	---	---	1955	1100	---	---	600	470			
26GA25	26GB25	2x3	1500#	300#	---	---	---	3255	1830	---	---	600	470			
26GA26	26GB26	2x3	2500#	300#	---	---	---	3600	3050	---	---	600	470			
26GA32	26GB32	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	---	---	410	215	---	230	230	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F
26GA33	26GB33	1 1/2 x 2 1/2	600#	150#	---	---	---	---	815	430	---	230	230			
26GA34	26GB34	1 1/2 x 2 1/2	900#	300#	---	---	---	---	1225	645	---	600	470			
26GA35	26GB35	2x3	1500#	300#	---	---	---	---	2040	1070	---	600	470			
26GA36	26GB36	2x3	2500#	300#	---	---	---	---	3400	1785	---	600	470			
26GA60	26GB60	1 1/2 x 2 1/2	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26GA61	26GB61	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26GA62	26GB62	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	720	---	---	---	---	230	230			
26GA63	26GB63	1 1/2 x 2 1/2	600#	150#	---	---	1440	---	---	---	---	230	230			
26GA64	26GB64	1 1/2 x 2 1/2	900#	300#	---	---	2160	---	---	---	---	600	470			
26GA65	26GB65	2x3	1500#	300#	---	---	3600	---	---	---	---	600	470			
26GA66	26GB66	2x3	2500#	300#	---	---	3600	---	---	---	---	600	470			
26GA70	26GB70	1 1/2 x 2 1/2	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230	3 1/2% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	76°F TO 150°F
26GA71	26GB71	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26GA72	26GB72	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	720	---	---	---	---	230	230			
26GA73	26GB73	1 1/2 x 2 1/2	600#	150#	---	---	1440	---	---	---	---	230	230			
26GA74	26GB74	1 1/2 x 2 1/2	900#	300#	---	---	1600	---	---	---	---	600	470			
26GA75	26GB75	2x3	1500#	300#	---	---	2450	---	---	---	---	600	470			
26GA76	26GB76	2x3	2500#	300#	---	---	2600	---	---	---	---	600	470			
26GA80	26GB80	1 1/2 x 2 1/2	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F
26GA81	26GB81	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26GA82	26GB82	1 1/2 x 2 1/2	300#	150#	---	---	615	---	---	---	---	230	210			
26GA83	26GB83	1 1/2 x 2 1/2	600#	150#	---	---	1235	---	---	---	---	230	230			
26GA84	26GB84	1 1/2 x 2 1/2	900#	300#	---	---	1600	---	---	---	---	600	470			
26GA85	26GB85	2x3	1500#	300#	---	---	2450	---	---	---	---	600	470			
26GA86	26GB86	2x3	2500#	300#	---	---	2600	---	---	---	---	600	470			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

Selection Table

# 2600 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:  
 B - BalanSeal valve  
 C - Conventional valve with "O" ring seat seal  
 D - BalanSeal valve with "O" ring seat seal  
 (see pages 2 10 and 2 11 for "O" ring material selection chart.)

2. If desired, additional coating of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5-1 and 5-5

Selection Chart C.503 SQ. IN.



# H ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

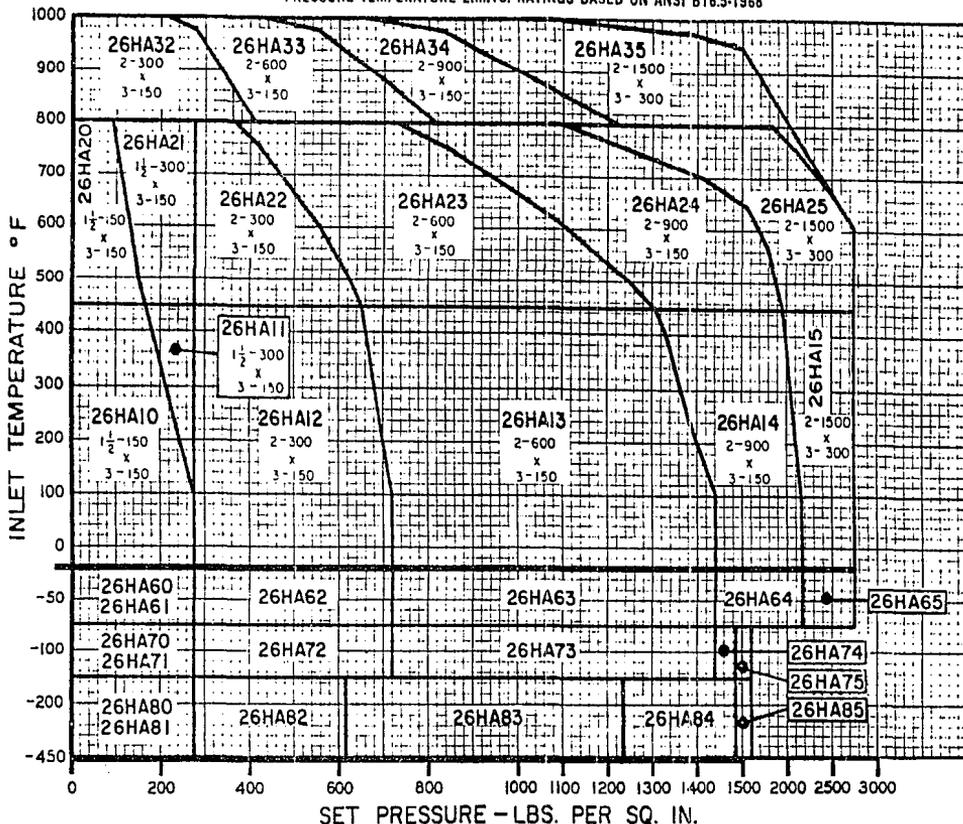
Teledyne Farris Safety-Relief Valves

Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE INLET X OUTLET	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG						MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE	
			INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -16°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BONNET		SPRING
26HA10	26HB10	1½x3	150#	150#	---	---	---	275	165	---	---	230	230	CARBON STEEL	CARBON STEEL	-20°F TO 450°F
26HA11	26HB11	1½x3	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26HA12	26HB12	2x3	300#	150#	---	---	---	720	650	---	---	230	230			
26HA13	26HB13	2x3	600#	150#	---	---	---	1440	1305	---	---	230	230			
26HA14	26HB14	2x3	900#	150#	---	---	---	2160	1955	---	---	230	230			
26HA15	26HB15	2x3	1500#	300#	---	---	---	2750	2750	---	---	600	415			
26HA20	26HB20	1½x3	150#	150#	---	---	---	---	165	92	---	230	230	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	450°F TO 800°F
26HA21	26HB21	1½x3	300#	150#	---	---	---	---	275	275	---	230	230			
26HA22	26HB22	2x3	300#	150#	---	---	---	---	650	365	---	230	230			
26HA23	26HB23	2x3	600#	150#	---	---	---	---	1305	730	---	230	230			
26HA24	26HB24	2x3	900#	150#	---	---	---	---	1955	1100	---	230	230			
26HA25	26HB25	2x3	1500#	300#	---	---	---	---	2750	1830	---	600	415			
26HA32	26HB32	2x3	300#	150#	---	---	---	---	---	410	215	230	230	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F
26HA33	26HB33	2x3	600#	150#	---	---	---	---	---	815	430	230	230			
26HA34	26HB34	2x3	900#	150#	---	---	---	---	---	1225	645	230	230			
26HA35	26HB35	2x3	1500#	300#	---	---	---	---	---	2040	1070	600	415			
26HA60	26HB60	1½x3	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230	3½% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	21°F TO 75°F
26HA61	26HB61	1½x3	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26HA62	26HB62	2x3	300#	150#	---	---	720	---	---	---	---	230	230			
26HA63	26HB63	2x3	600#	150#	---	---	1440	---	---	---	---	230	230			
26HA64	26HB64	2x3	900#	150#	---	---	2160	---	---	---	---	230	230			
26HA65	26HB65	2x3	1500#	300#	---	---	2750	---	---	---	---	600	415			
26HA70	26HB70	1½x3	150#	150#	---	275	---	---	---	---	---	230	230	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	76°F TO 150°F
26HA71	26HB71	1½x3	300#	150#	---	275	---	---	---	---	---	230	230			
26HA72	26HB72	2x3	300#	150#	---	720	---	---	---	---	---	230	230			
26HA73	26HB73	2x3	600#	150#	---	1440	---	---	---	---	---	230	230			
26HA74	26HB74	2x3	900#	150#	---	1485	---	---	---	---	---	230	230			
26HA75	26HB75	2x3	1500#	300#	---	1600	---	---	---	---	---	600	415			
26HA80	26HB80	1½x3	150#	150#	275	---	---	---	---	---	---	230	230	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F
26HA81	26HB81	1½x3	300#	150#	275	---	---	---	---	---	---	230	230			
26HA82	26HB82	2x3	300#	150#	615	---	---	---	---	---	---	230	230			
26HA83	26HB83	2x3	600#	150#	1235	---	---	---	---	---	---	230	230			
26HA84	26HB84	2x3	900#	150#	1485	---	---	---	---	---	---	230	230			
26HA85	26HB85	2x3	1500#	300#	1600	---	---	---	---	---	---	600	415			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

**2600 SERIES STEEL VALVES (1)**  
 PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:

- B—BalanSeal valve
- C—Conventional valve with "O" ring seal seat | see pages 2.10 and 2.11 for "O" ring material selection chart.
- D—BalanSeal valve with "O" ring seat seal

2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5.4 and 5.5

Selection Chart 0.786 S.C.M.

# J ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

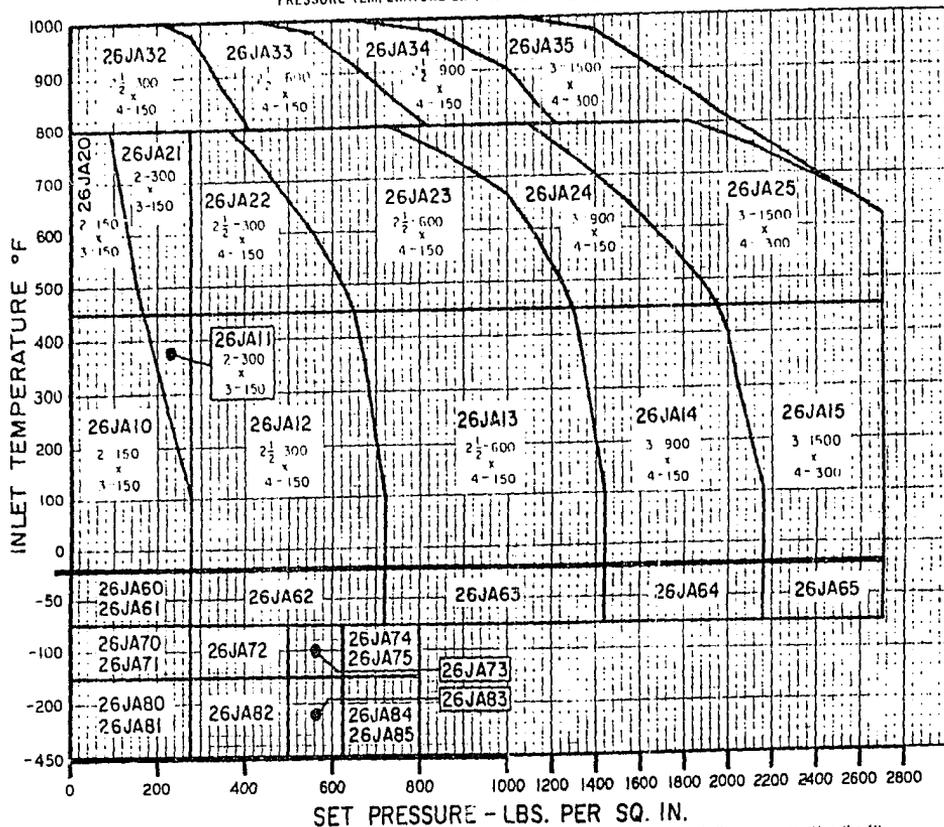
Telephone Farris Safety-Relief Valves

TYPE NUMBER		VALVE SIZE X OUTLET	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG							MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE
			INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BONNET	SPRING	
26JA10	26JB10	2x3	150#	150#	---	---	---	275	165	---	---	230	230	CARBON STEEL	CARBON STEEL	-20°F 10 450°F
26JA11	26JB11	2x3	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26JA12	26JB12	2½x4	300#	150#	---	---	---	720	650	---	---	230	230			
26JA13	26JB13	2½x4	600#	150#	---	---	---	1440	1305	---	---	230	230			
26JA14	26JB14	3x4	900#	150#	---	---	---	2160	1955	---	---	230	230			
26JA15	26JB15	3x4	1500#	300#	---	---	---	2700	2700	---	---	600	230			
26JA20	26JB20	2x3	150#	150#	---	---	---	165	92	---	---	230	230	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F 10 800°F
26JA21	26JB21	2x3	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	230			
26JA22	26JB22	2½x4	300#	150#	---	---	---	660	365	---	---	230	230			
26JA23	26JB23	2½x4	600#	150#	---	---	---	1305	733	---	---	230	230			
26JA24	26JB24	3x4	900#	150#	---	---	---	1955	1100	---	---	230	230			
26JA25	26JB25	3x4	1500#	300#	---	---	---	2700	1830	---	---	600	230			
26JA32	26JB32	2½x4	300#	150#	---	---	---	---	410	215	---	230	230	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F 10 1000°F
26JA33	26JB33	2½x4	600#	150#	---	---	---	---	815	430	---	230	230			
26JA34	26JB34	2½x4	900#	150#	---	---	---	---	1225	645	---	230	230			
26JA35	26JB35	3x4	1500#	300#	---	---	---	---	2040	1070	---	600	230			
26JA60	26JB60	2x3	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230	3½% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	21°F 10 75°F
26JA61	26JB61	2x3	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
26JA62	26JB62	2½x4	300#	150#	---	---	720	---	---	---	---	230	230			
26JA63	26JB63	2½x4	600#	150#	---	---	1440	---	---	---	---	230	230			
26JA64	26JB64	3x4	900#	150#	---	---	2160	---	---	---	---	230	230			
26JA65	26JB65	3x4	1500#	300#	---	---	2700	---	---	---	---	600	230			
26JA70	26JB70	2x3	150#	150#	---	275	---	---	---	---	---	230	230	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	76°F 10 150°F
26JA71	26JB71	2x3	300#	150#	---	275	---	---	---	---	---	230	230			
26JA72	26JB72	2½x4	300#	150#	---	500	---	---	---	---	---	230	230			
26JA73	26JB73	2½x4	600#	150#	---	625	---	---	---	---	---	230	230			
26JA74	26JB74	3x4	900#	150#	---	800	---	---	---	---	---	230	230			
26JA75	26JB75	3x4	1500#	300#	---	800	---	---	---	---	---	600	230			
26JA80	26JB80	2x3	150#	150#	---	275	---	---	---	---	---	230	230	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-151°F 10 450°F
26JA81	26JB81	2x3	300#	150#	---	275	---	---	---	---	---	230	230			
26JA82	26JB82	2½x4	300#	150#	---	500	---	---	---	---	---	230	230			
26JA83	26JB83	2½x4	600#	150#	---	625	---	---	---	---	---	230	230			
26JA84	26JB84	3x4	900#	150#	---	800	---	---	---	---	---	230	230			
26JA85	26JB85	3x4	1500#	300#	---	800	---	---	---	---	---	600	230			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

Selection Table

**2600 SERIES STEEL VALVES (1)**  
 PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



Selection Chart 1.287 SQ. IN.

- NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:  
 B—BalanSeal valve  
 C—Conventional valve with "O" ring seat seal } see pages 2 10 and 2 11 for "O" ring material selection chart.  
 D—BalanSeal valve with "O" ring seat seal
2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5 4 and 5 5.



# K ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

Teledyne Farris Safety-Relief Valves

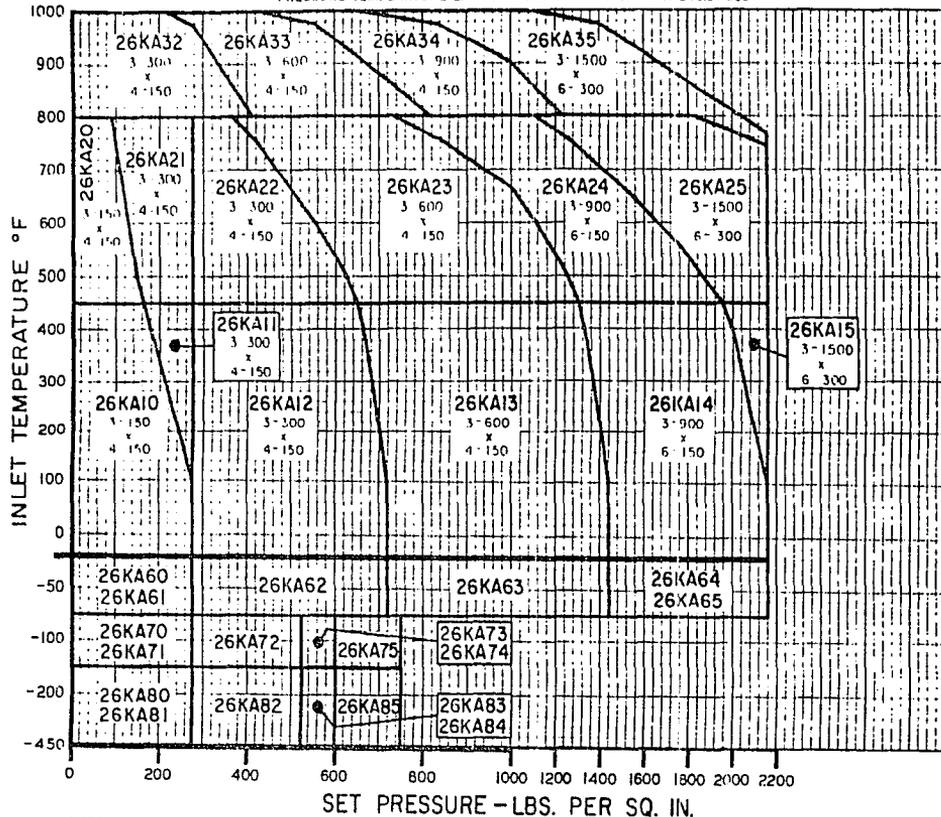
Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG							MAX. BACK PRESS. PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE
			INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -75°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BORNET	SPRING	
CONVENTIONAL	BALANSEAL	INLET X OUTLET	INLET RF OR RJ	OUTLET RF												
26KA10	26KB10	3x4	150#	150#	---	---	---	275	165	---	---	230	150	CARBON STEEL	CARBON STEEL	20°F To 450°F
26KA11	26KB11	3x4	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	150			
26KA12	26KB12	3x4	300#	150#	---	---	---	720	650	---	---	230	150			
26KA13	26KB13	3x4	600#	150#	---	---	---	1440	1305	---	---	230	200			
26KA14	26KB14	3x6	900#	150#	---	---	---	2160	1955	---	---	230	200			
26KA15	26KB15	3x6	1500#	300#	---	---	---	2160	2160	---	---	600	200			
26KA20	26KB20	3x4	150#	150#	---	---	---	165	92	---	---	230	150	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F To 800°F
26KA21	26KB21	3x4	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	150			
26KA22	26KB22	3x4	300#	150#	---	---	---	650	365	---	---	230	150			
26KA23	26KB23	3x4	600#	150#	---	---	---	1305	730	---	---	230	200			
26KA24	26KB24	3x6	900#	150#	---	---	---	1955	1100	---	---	230	200			
26KA25	26KB25	3x6	1500#	300#	---	---	---	2160	1830	---	---	600	200			
26KA32	26KB32	3x4	300#	150#	---	---	---	---	410	215	---	230	150	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F To 1000°F
26KA33	26KB33	3x4	600#	150#	---	---	---	---	815	430	---	230	200			
26KA34	26KB34	3x4	900#	150#	---	---	---	---	1225	645	---	230	200			
26KA35	26KB35	3x6	1500#	300#	---	---	---	---	2040	1070	---	600	200			
26KA60	26KB60	3x4	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	150	3/4% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	21°F To 75°F
26KA61	26KB61	3x4	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	150			
26KA62	26KB62	3x4	300#	150#	---	---	---	720	---	---	---	230	150			
26KA63	26KB63	3x4	600#	150#	---	---	---	1440	---	---	---	230	200			
26KA64	26KB64	3x6	900#	150#	---	---	---	2160	---	---	---	600	200			
26KA65	26KB65	3x6	1500#	300#	---	---	---	2160	---	---	---	600	200			
26KA70	26KB70	3x4	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	150			
26KA71	26KB71	3x4	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	150	3/2% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	76°F To 150°F
26KA72	26KB72	3x4	300#	150#	---	---	---	525	---	---	---	230	200			
26KA73	26KB73	3x4	600#	150#	---	---	---	600	---	---	---	230	200			
26KA74	26KB74	3x6	900#	150#	---	---	---	600	---	---	---	230	200			
26KA75	26KB75	3x6	1500#	300#	---	---	---	750	---	---	---	600	200			
26KAB0	26KB80	3x4	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	150	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F To 400°F
26KAB1	26KB81	3x4	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	150			
26KAB2	26KB82	3x4	300#	150#	---	---	---	525	---	---	---	230	150			
26KAB3	26KB83	3x4	600#	150#	---	---	---	600	---	---	---	230	200			
26KAB4	26KB84	3x6	900#	150#	---	---	---	600	---	---	---	230	200			
26KAB5	26KB85	3x6	1500#	300#	---	---	---	750	---	---	---	600	200			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

# 2600 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.3-1968



Selection Chart 1.838 SQ. IN.

- NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:
- B BalanSeal valve
  - C Conventional valve with "O" ring seat seal (see pages 2-10 and 2-11 for "O" ring material selection chart)
  - D BalanSeal valve with "O" ring seat seal
2. If desired, additional code for the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5-4 and 5-5



# L ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

Tele Dyna Farris Safety Relief Valves



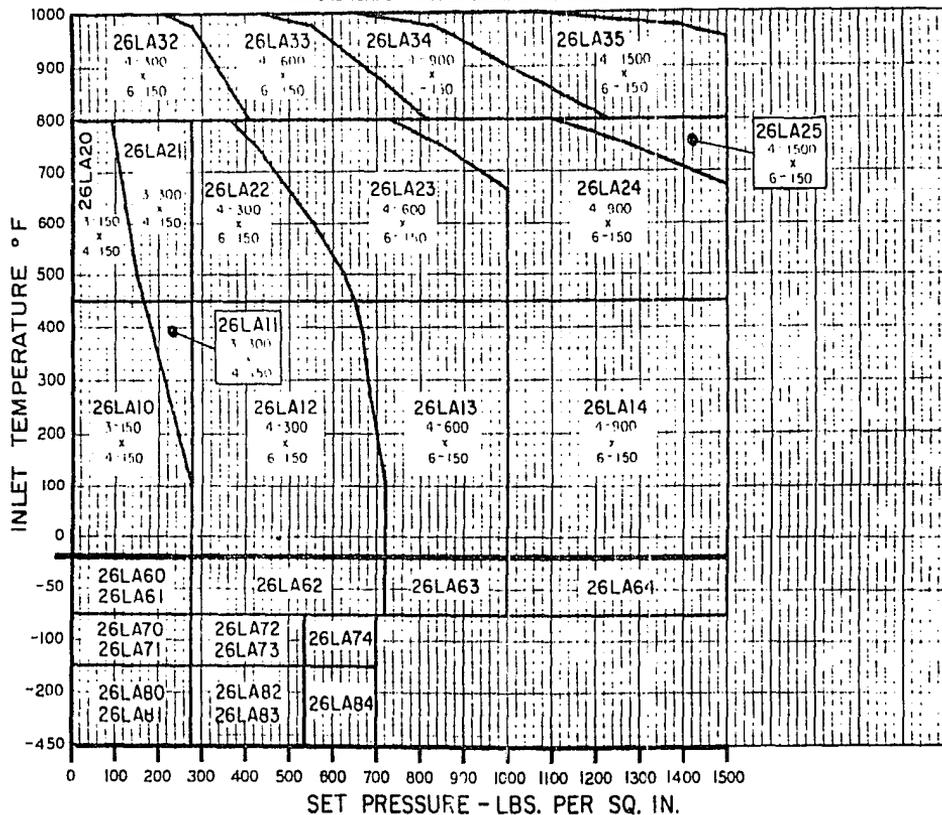
Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG						MAX. BACK PRESS. PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE	
CONVENTIONAL	BALARSTAL	INLET & OUTLET	INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-70°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANCEAL TYPE	BODY & BONNET		SPRING
															26LA10	
26LA11	26LB11	3x4	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	100			
26LA12	26LB12	4x6	300#	150#	---	---	---	720	650	---	---	230	170			
26LA13	26LB13	4x6	600#	150#	---	---	---	1000	1000	---	---	230	170			
26LA14	26LB14	4x6	900#	150#	---	---	---	1500	1500	---	---	230	170			
26LA20	26LB20	3x4	150#	150#	---	---	---	---	165	90	---	230	100	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	450 F TO 800 F
26LA21	26LB21	3x4	300#	150#	---	---	---	---	275	275	---	230	100			
26LA22	26LB22	4x6	300#	150#	---	---	---	---	650	365	---	230	170			
26LA23	26LB23	4x6	600#	150#	---	---	---	---	1000	730	---	230	170			
26LA24	26LB24	4x6	900#	150#	---	---	---	---	1500	1100	---	230	170			
26LA25	26LB25	4x6	1500#	150#	---	---	---	---	1500	1500	---	230	170			
26LA32	26LB32	4x6	300#	150#	---	---	---	---	410	215	---	230	170	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	800 F TO 1000 F
26LA33	26LB33	4x6	600#	150#	---	---	---	---	815	430	---	230	170			
26LA34	26LB34	4x6	900#	150#	---	---	---	---	1270	645	---	230	170			
26LA35	26LB35	4x6	1500#	150#	---	---	---	---	1500	1070	---	230	170			
26LA60	26LB60	3x4	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	100			
26LA61	26LB61	3x4	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	100			
26LA62	26LB62	4x6	300#	150#	---	---	720	---	---	---	---	230	170			
26LA63	26LB63	4x6	600#	150#	---	---	1000	---	---	---	---	230	170			
26LA64	26LB64	4x6	900#	150#	---	---	1400	---	---	---	---	230	170			
26LA70	26LB70	3x4	150#	150#	---	275	---	---	---	---	---	230	100	3 1/2% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	760 TO 1500 F
26LA71	26LB71	3x4	300#	150#	---	275	---	---	---	---	---	230	100			
26LA72	26LB72	4x6	300#	150#	---	535	---	---	---	---	---	230	170			
26LA73	26LB73	4x6	600#	150#	---	535	---	---	---	---	---	230	170			
26LA74	26LB74	4x6	900#	150#	---	700	---	---	---	---	---	230	170			
26LA80	26LB80	3x4	150#	150#	275	---	---	---	---	---	---	230	100	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	1500 TO 1500 F
26LA81	26LB81	3x4	300#	150#	275	---	---	---	---	---	---	230	100			
26LA82	26LB82	4x6	300#	150#	535	---	---	---	---	---	---	230	170			
26LA83	26LB83	4x6	600#	150#	535	---	---	---	---	---	---	230	170			
26LA84	26LB84	4x6	900#	150#	700	---	---	---	---	---	---	230	170			
26LA85	26LB85	4x6	1500#	150#	700	---	---	---	---	---	---	230	170			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

# 2600 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:

B- BalanSeal valve

C- Conventional valve with "O" ring seat seal | see pages 2-10 and 2-11 for "O" ring material selection chart

D- BalanSeal valve with "O" ring seat seal

2. If desired, additional coating of the valve to include complete standard specifications, may be used as shown on pages 5.4 and 5.5.

Selection Chart 2.853 SQ. IN.



# M ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG						MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE	
			INLET X OUTLET	INLET RF OR RJ	OUTLET RF	450°F -151°F	150°F -76°F	75°F 21°F	20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE		BODY & BOHNET
26MA10	26MB10	4x6	150#	150#				275	165			230	80	CARBON STEEL	CARBON STEEL	20°F TO 450°F
26MA11	26MB11	4x6	300#	150#				275	275			230	80			
26MA12	26MB12	4x6	300#	150#				720	650			230	160			
26MA13	26MB13	4x6	600#	150#				1100	1100			230	160			
26MA20	26MB20	4x6	150#	150#				165	92			230	80	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	151°F TO 800°F
26MA21	26MB21	4x6	300#	150#				275	275			230	80			
26MA22	26MB22	4x6	300#	150#				650	365			230	160			
26MA23	26MB23	4x6	600#	150#				1100	730			230	160			
26MA24	26MB24	4x6	900#	150#				1100	1100			230	160			
26MA32	26MB32	4x6	300#	150#					410	215	230	160	CARBON MOLY. STEEL			
26MA33	26MB33	4x6	600#	150#					815	430	230	160				
26MA34	26MB34	4x6	900#	150#					1100	645	230	160				
26MA60	26MB60	4x6	150#	150#			275					230	80	3½% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	21°F TO 75°F
26MA61	26MB61	4x6	300#	150#			275					230	80			
26MA62	26MB62	4x6	300#	150#			720					230	160			
26MA63	26MB63	4x6	600#	150#			1100					230	160			
26MA70	26MB70	4x6	150#	150#			275					230	80	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	76°F TO 150°F
26MA71	26MB71	4x6	300#	150#			275					230	80			
26MA72	26MB72	4x6	300#	150#			525					230	160			
26MA73	26MB73	4x6	600#	150#			600					230	160			
26MA80	26MB80	4x6	150#	150#	275							230	80			
26MA81	26MB81	4x6	300#	150#	275							230	80	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F
26MA82	26MB82	4x6	300#	150#	525							230	160			
26MA83	26MB83	4x6	600#	150#	600							230	160			

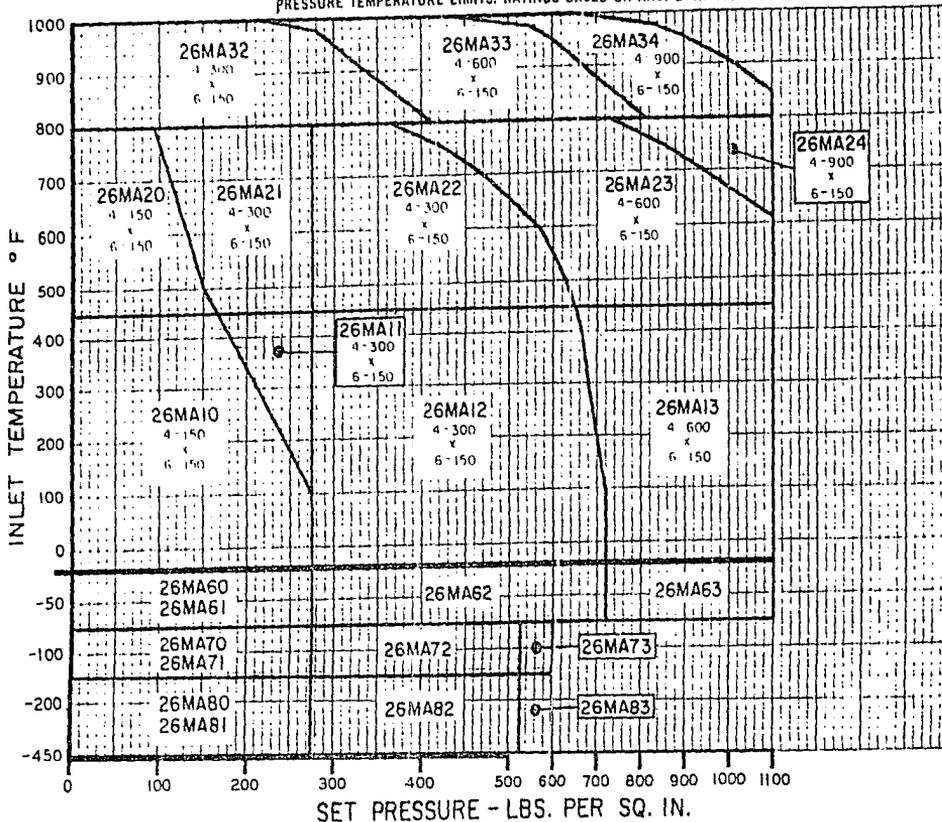
SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

Teledyne Farris Safety-Relief Valves

Selection Table

# 2600 SERIES STEEL VALVES<sup>(1)</sup>

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



Selection Chart 3.60 SQ. IN.

NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:

B - BalanSeal valve

C - Conventional valve with "O" ring seat see pages 2 10 and 2 11 for "O" ring material selection chart.

D - BalanSeal valve with "O" ring seat seal

2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5.4 and 5.5.



# N ORIFICE – 2600 Series Steel Valves – To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

Teledyne Farris Safety-Relief Valves

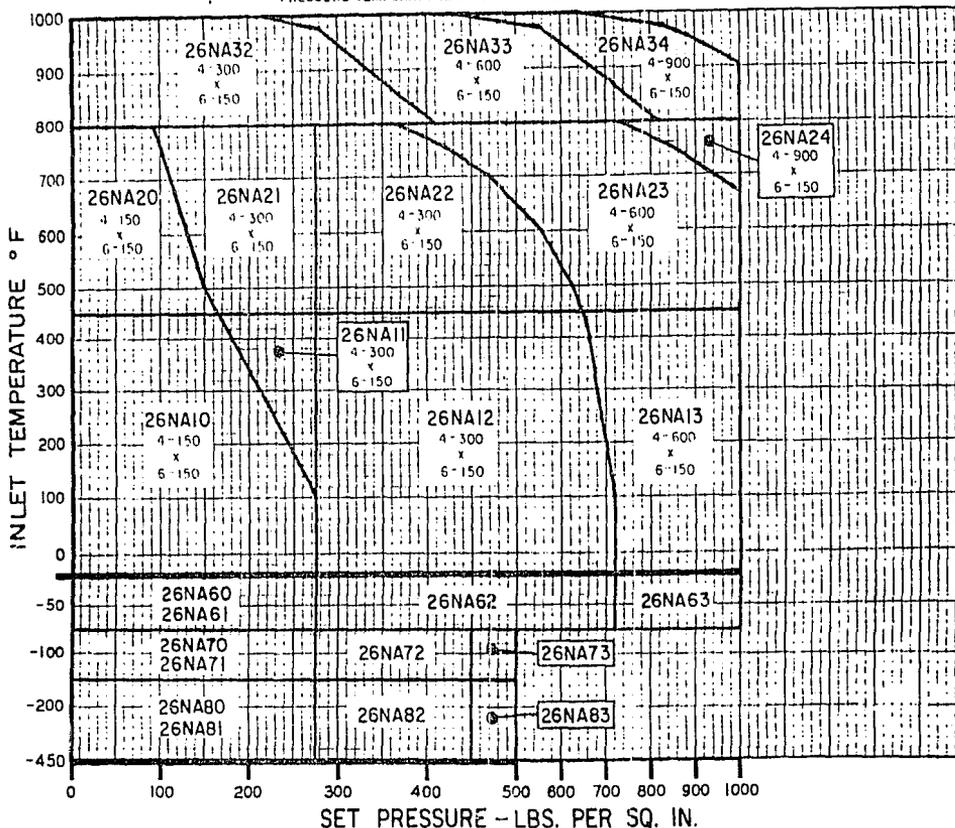
Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG								MAX. BACK PRESS. PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE
CONVENTIONAL	BALANCEAL	INLET X OUTLET	INLET RF DR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -78°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANCEAL TYPE	BODY & BOHNET	SPRING		
26NA10	26NB10	4x6	150#	150#				275	165			230	80	CARBON STEEL	CARBON STEEL	-20°F TO 450°F	
26NA11	26NB11	4x6	300#	150#				275	275			230	80				
26NA12	26NB12	4x6	300#	150#				720	650			230	160				
26NA13	26NB13	4x6	600#	150#				1000	1000			230	160				
26NA20	26NB20	4x6	150#	150#					165	92		230	80	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F	
26NA21	26NB21	4x6	300#	150#					275	275		230	80				
26NA22	26NB22	4x6	300#	150#					650	365		230	160				
26NA23	26NB23	4x6	600#	150#					1000	730		230	160				
26NA24	26NB24	4x6	900#	150#					1000	1000		230	160				
26NA32	26NB32	4x6	300#	150#						410	215	230	160				
26NA33	26NB33	4x6	600#	150#						815	430	230	160	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F	
26NA34	26NB34	4x6	900#	150#						1000	645	230	160				
26NA60	26NB60	4x6	150#	150#				275				230	80	3½% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	-21°F TO -75°F	
26NA61	26NB61	4x6	300#	150#				275				230	80				
26NA62	26NB62	4x6	300#	150#				720				230	160				
26NA63	26NB63	4x6	600#	150#				1000				230	160				
26NA70	26NB70	4x6	150#	150#				275				230	80	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-76°F TO -150°F	
26NA71	26NB71	4x6	300#	150#				275				230	80				
26NA72	26NB72	4x6	300#	150#				450				230	160				
26NA73	26NB73	4x6	600#	150#				500				230	160				
26NA80	26NB80	4x6	150#	150#	275							230	80	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO -450°F	
26NA81	26NB81	4x6	300#	150#	275							230	80				
26NA82	26NB82	4x6	300#	150#	450							230	160				
26NA83	26NB83	4x6	600#	150#	500							230	160				

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

# 2600 SERIES STEEL VALVES<sup>(1)</sup>

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



Selection Chart 4.34 SQ. IN.

NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:

B - BalanSeal valve

C - Conventional valve with "O" ring seal seal see pages 2 10 and 2 11 for "O" ring material selection chart.

D - BalanSeal valve with "O" ring seal seal

2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5 4 and 5 5



# ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG							MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE
CONVENTIONAL	BALANSEAL	INLET x OUTLET	INLET RF OR RI	OUTLET RF	-150°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BONNET	SPRING	
26PA10	26PB10	4x6	150#	150#	---	---	---	275	165	---	---	230	80	CARBON STEEL	CARBON STEEL	-20°F TO 450°F
26PA11	26PB11	4x6	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	230	80			
26PA12	26PB12	4x6	300#	150#	---	---	---	525	525	---	---	230	150			
26PA13	---	4x6	600#	150#	---	---	---	1000	1000	---	---	230	---			
26PA20	26PB20	4x6	150#	150#	---	---	---	---	165	92	---	230	80	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F
26PA21	26PB21	4x6	300#	150#	---	---	---	---	275	275	---	230	80			
26PA22	26PB22	4x6	300#	150#	---	---	---	---	525	365	---	230	150			
26PA23	---	4x6	600#	150#	---	---	---	---	1000	730	---	230	---			
26PA24	---	4x6	900#	150#	---	---	---	---	1000	1000	---	230	---			
26PA32	26PB32	4x6	300#	150#	---	---	---	---	---	410	215	230	150	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F
26PA33	---	4x6	600#	150#	---	---	---	---	---	815	430	230	---			
26PA34	---	4x6	900#	150#	---	---	---	---	---	1000	645	230	---			
26PA60	26PB60	4x6	150#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	80	3½% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	21°F TO 75°F
26PA61	26PB61	4x6	300#	150#	---	---	275	---	---	---	---	230	80			
26PA62	26PB62	4x6	300#	150#	---	---	525	---	---	---	---	230	150			
26PA63	---	4x6	600#	150#	---	---	1000	---	---	---	---	230	---			
26PA70	26PB70	4x6	150#	150#	---	175	---	---	---	---	---	230	80	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	76°F TO 150°F
26PA71	26PB71	4x6	300#	150#	---	175	---	---	---	---	---	230	80			
26PA72	26PB72	4x6	300#	150#	---	300	---	---	---	---	---	230	150			
26PA73	---	4x6	600#	150#	---	480	---	---	---	---	---	230	---			
26PA80	26PB80	4x6	150#	150#	175	---	---	---	---	---	---	230	80	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F
26PA81	26PB81	4x6	300#	150#	175	---	---	---	---	---	---	230	80			
26PA82	26PB82	4x6	300#	150#	300	---	---	---	---	---	---	230	150			
26PA83	---	4x6	600#	150#	480	---	---	---	---	---	---	230	---			

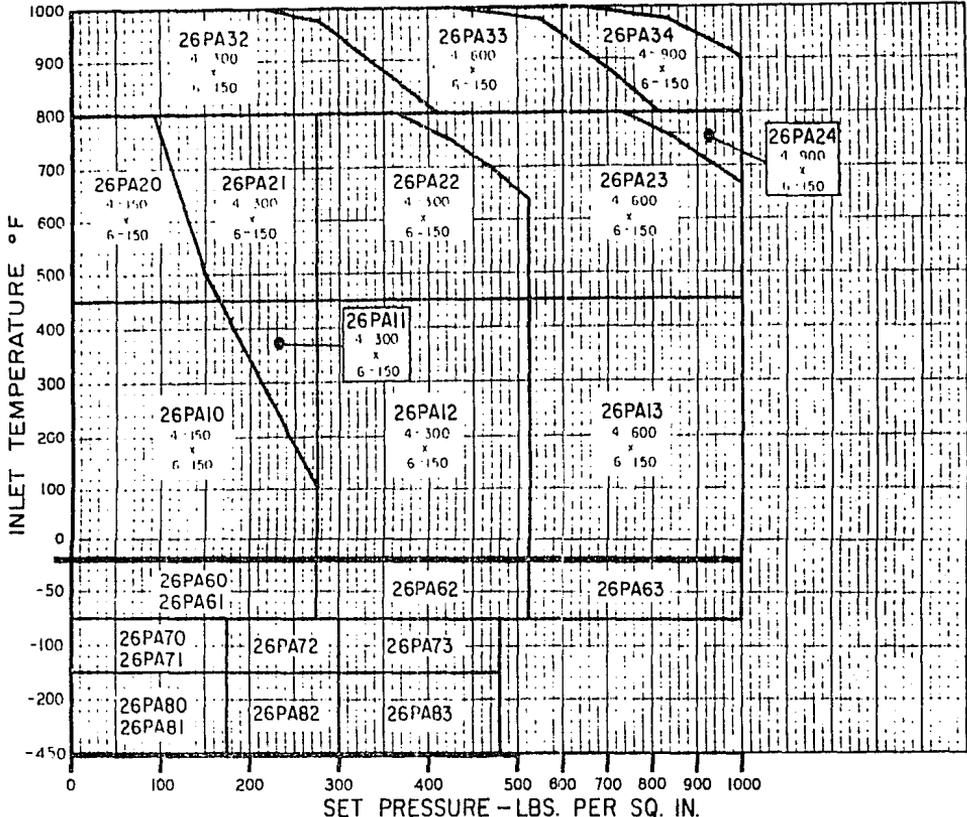
SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

Teledyne Ferris Safety-Relief Valves

Selection Table

# 2800 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B18.5-1968



Selection Chart 6.38 SQ. IN.

NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:

- B - BalanSeal valve
  - C - Conventional valve with "O" ring seat seal
  - D - BalanSeal valve with "O" ring seat seal
- see pages 2.10 and 2.11 for "O" ring material selection chart

2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5.4 and 5.5



# Q ORIFICE – 2600 Series Steel Valves – To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

Teledyne Farris Safety-Relief Valves

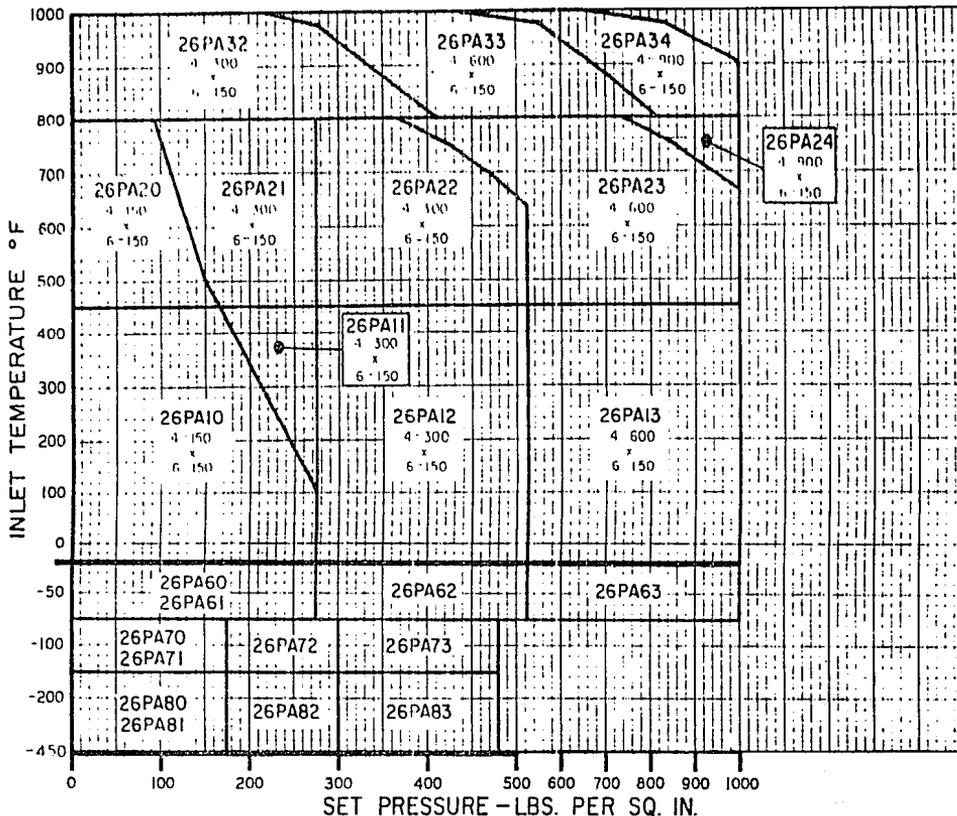
Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG							MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE
			INLET X OUTLET	INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BOHNET	
26QA10	26QB10	6x8	150#	150#	---	---	---	165	165	---	---	115	70	CARBON STEEL	CARBON STEEL	201 TO 450 F
26QA11	26QB11	6x8	300#	150#	---	---	---	165	165	---	---	115	70			
26QA12	26QB12	6x8	300#	150#	---	---	---	300	300	---	---	115	115			
26QA13	26QB13	6x8	600#	150#	---	---	---	600	600	---	---	115	115			
26QA20	26QB20	6x8	150#	150#	---	---	---	165	92	---	---	115	70	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800 F
26QA21	26QB21	6x8	300#	150#	---	---	---	165	165	---	---	115	70			
26QA22	26QB22	6x8	300#	150#	---	---	---	300	300	---	---	115	115			
26QA23	26QB23	6x8	600#	150#	---	---	---	600	600	---	---	115	115			
26QA32	26QB32	6x8	300#	150#	---	---	---	---	---	165	165	115	115	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801 F TO 1000 F
26QA33	26QB33	6x8	600#	150#	---	---	---	---	---	600	430	115	115			
26QA60	26QB60	6x8	150#	150#	---	---	165	---	---	---	---	115	70	3% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	-21 F TO -75 F
26QA61	26QB61	6x8	300#	150#	---	---	165	---	---	---	---	115	70			
26QA62	26QB62	6x8	300#	150#	---	---	300	---	---	---	---	115	115			
26QA63	26QB63	6x8	600#	150#	---	---	600	---	---	---	---	115	115			
26QA70	26QB70	6x8	150#	150#	---	165	---	---	---	---	---	115	70	3% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-76°F TO 150°F
26QA71	26QB71	6x8	300#	150#	---	165	---	---	---	---	---	115	70			
26QA72	26QB72	6x8	300#	150#	---	250	---	---	---	---	---	115	115			
26QA73	26QB73	6x8	600#	150#	---	300	---	---	---	---	---	115	115			
26QA80	26QB80	6x8	150#	150#	165	---	---	---	---	---	---	115	70	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151 F TO 450 F
26QA81	26QB81	6x8	300#	150#	165	---	---	---	---	---	---	115	70			
26QA82	26QB82	6x8	300#	150#	250	---	---	---	---	---	---	115	115			
26QA83	26QB83	6x8	600#	150#	300	---	---	---	---	---	---	115	115			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

## 2600 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:

B - BalanSeal valve

C - Conventional valve with "O" ring seal seat

D - BalanSeal valve with "O" ring seal seat (see pages 2-10 and 2-11 for "O" ring material selection chart)

2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5-4 and 5-5

Selection Chart

6.38 SQ. IN.



# Q ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

Teledyne Farris Safety-Relief Valves

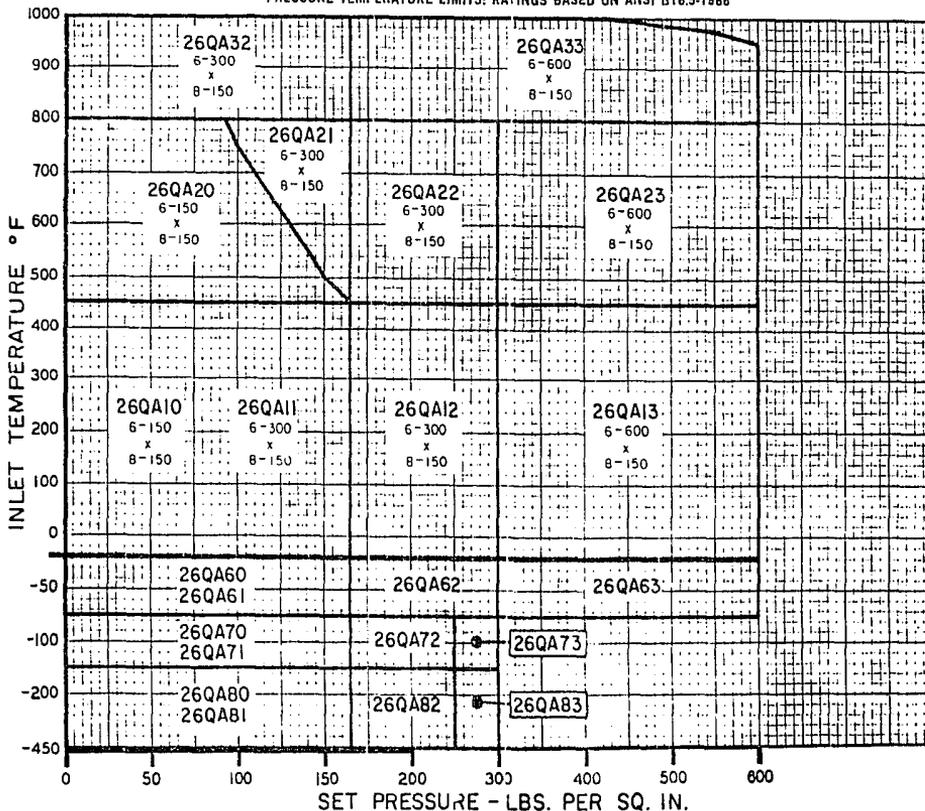
Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE INLET X OUTLET	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG								MAX. BACK PRESS. PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE
			INLET RF OR RJ	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BOHNET	SPRING		
26QA10	26QB10	6x8	150#	150#	---	---	---	165	165	---	---	115	70	CARBON STEEL	CARBON STEEL	201°F TO 450°F	
26QA11	26QB11	6x8	300#	150#	---	---	---	165	165	---	---	115	70				
26QA12	26QB12	6x8	300#	150#	---	---	---	300	300	---	---	115	115				
26QA13	26QB13	6x8	600#	150#	---	---	---	600	600	---	---	115	115	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F	
26QA20	26QB20	6x8	150#	150#	---	---	---	165	92	---	---	115	70				
26QA21	26QB21	6x8	300#	150#	---	---	---	165	165	---	---	115	70				
26QA22	26QB22	6x8	300#	150#	---	---	---	300	300	---	---	115	115	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F	
26QA23	26QB23	6x8	600#	150#	---	---	---	600	600	---	---	115	115				
26QA32	26QB32	6x8	300#	150#	---	---	---	---	165	165	---	115	115	3½% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	21°F TO -75°F	
26QA33	26QB33	6x8	600#	150#	---	---	---	---	600	430	---	115	115				
26QA60	26QB60	6x8	150#	150#	---	---	165	---	---	---	---	115	70	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-76°F TO 150°F	
26QA61	26QB61	6x8	300#	150#	---	---	165	---	---	---	---	115	70				
26QA62	26QB62	6x8	300#	150#	---	---	300	---	---	---	---	115	115				
26QA63	26QB63	6x8	600#	150#	---	---	600	---	---	---	---	115	115				
26QA70	26QB70	6x8	150#	150#	---	165	---	---	---	---	---	115	70	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F	
26QA71	26QB71	6x8	300#	150#	---	165	---	---	---	---	---	115	70				
26QA72	26QB72	6x8	300#	150#	---	250	---	---	---	---	---	115	115				
26QA73	26QB73	6x8	600#	150#	---	300	---	---	---	---	---	115	115				
26QA80	26QB80	6x8	150#	150#	165	---	---	---	---	---	---	115	70	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F	
26QA81	26QB81	6x8	300#	150#	165	---	---	---	---	---	---	115	70				
26QA82	26QB82	6x8	300#	150#	250	---	---	---	---	---	---	115	115				
26QA83	26QB83	6x8	600#	150#	300	---	---	---	---	---	---	115	115				

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

# 2600 SERIES STEEL VALVES (1)

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:  
 B - BalanSeal valve  
 C - Conventional valve with "O" ring seal seal ; see pages 2-10 and 2-11 for "O" ring material selection chart.  
 D - BalanSeal valve with "O" ring seal seal

2. If desired, additional copies of the valve to include complete standard specifications may be obtained as shown on pages 5.4 and 5.5

Selection Chart

1000 PSI

1000 PSI

# R ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

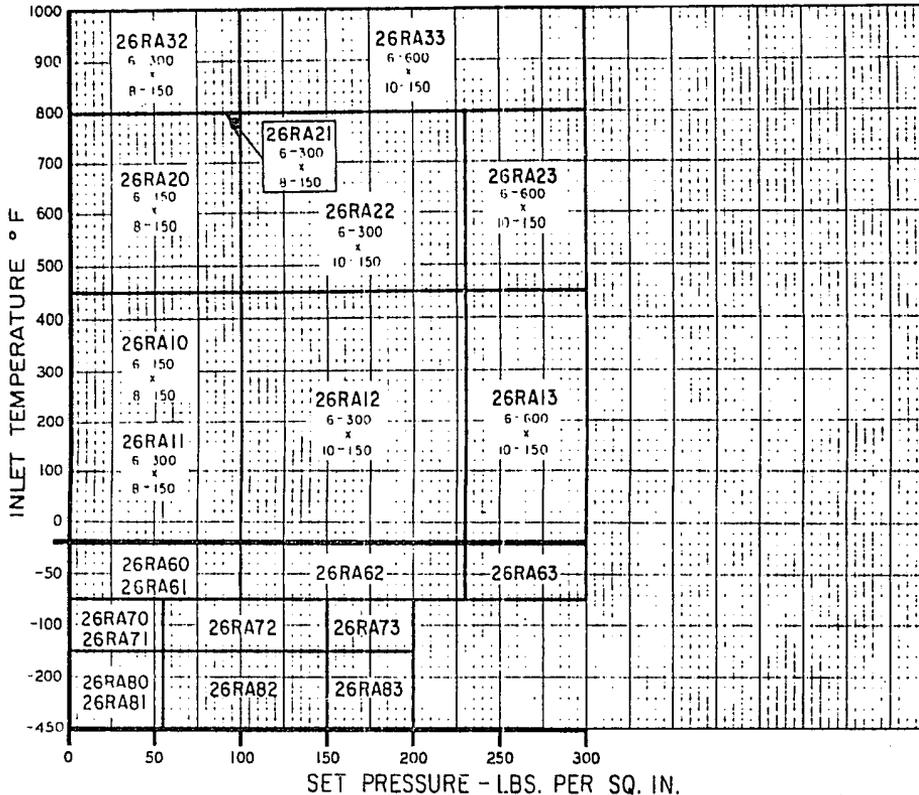
Teledyne Farris Safety-Relief Valves

Selection Table

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		MAXIMUM SET PRESSURE, PSIG						MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INLET TEMP. RANGE		
			INLET RF OR RI	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -16°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BONNET		SPRING	
26RA10	26RB10	6x8	150#	150#	---	---	---	---	100	100	---	---	60	60	CARBON STEEL	CARBON STEEL	20°F TO 450°F
26RA11	26RB11	6x8	300#	150#	---	---	---	---	100	100	---	---	60	60			
26RA12	26RB12	6x10	300#	150#	---	---	---	---	230	230	---	---	100	100			
26RA13	26RB13	6x10	600#	150#	---	---	---	---	300	300	---	---	100	100			
26RA20	26RB20	6x8	150#	150#	---	---	---	---	100	92	---	---	60	60	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F
26RA21	26RB21	6x8	300#	150#	---	---	---	---	100	100	---	---	60	60			
26RA22	26RB22	6x10	300#	150#	---	---	---	---	230	230	---	---	100	100			
26RA23	26RB23	6x10	600#	150#	---	---	---	---	300	300	---	---	100	100			
26RA32	26RB32	6x8	300#	150#	---	---	---	---	---	100	100	60	60	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F	
26RA33	26RB33	6x10	600#	150#	---	---	---	---	---	300	300	100	100				
26RA60	26RB60	6x8	150#	150#	---	---	100	---	---	---	---	---	60	60	3½% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	-21°F TO 75°F
26RA61	26RB61	6x8	300#	150#	---	---	100	---	---	---	---	---	60	60			
26RA62	26RB62	6x10	300#	150#	---	---	230	---	---	---	---	---	100	100			
26RA63	26RB63	6x10	600#	150#	---	---	300	---	---	---	---	---	100	100			
26RA70	26RB70	6x8	150#	150#	---	55	---	---	---	---	---	---	60	60	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	76°F TO 150°F
26RA71	26RB71	6x8	300#	150#	---	55	---	---	---	---	---	---	60	60			
26RA72	26RB72	6x10	300#	150#	---	150	---	---	---	---	---	---	100	100			
26RA73	26RB73	6x10	600#	150#	---	200	---	---	---	---	---	---	100	100			
26RA80	26RB80	6x8	150#	150#	55	---	---	---	---	---	---	---	60	60	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F
26RA81	26RB81	6x9	300#	150#	55	---	---	---	---	---	---	---	60	60			
26RA82	26RB82	6x10	300#	150#	150	---	---	---	---	---	---	---	100	100			
26RA83	26RB83	6x10	600#	150#	200	---	---	---	---	---	---	---	100	100			

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

**2600 SERIES STEEL VALVES (1)**  
 PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



Selection Chart      16.0 SQ. IN.

- NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:
- B - BalanSeal valve
  - C - Conventional valve with "O" ring seat seal (see pages 2-10 and 2-11 for "O" ring material selection chart)
  - D - BalanSeal valve with "O" ring seat seal
2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5.4 and 5.5.



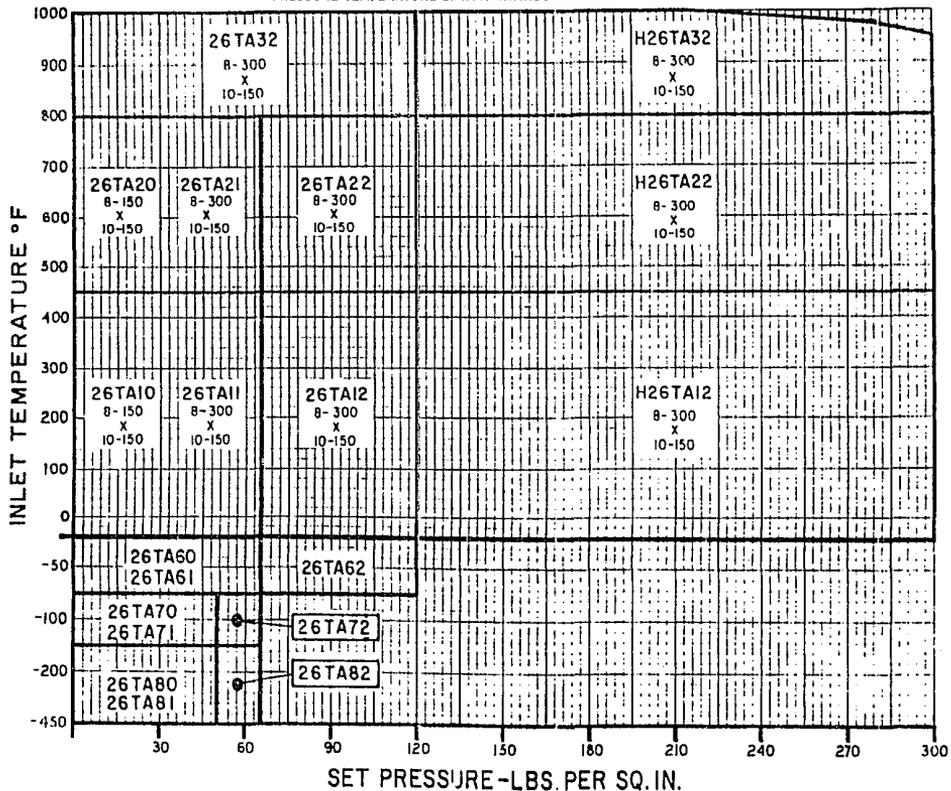
# T ORIFICE - 2600 Series Steel Valves - To A.P.I. Std. 526, ANSI B146.1

TYPE NUMBER		VALVE SIZE	ANSI FLANGE RATING		NOMINAL SET PRESSURE, PSIG								MAX. BACK PRESS., PSIG OUTLET TEMP. TO 400°F		MATERIAL		INITIAL TEMP. RANGE
CONVENTIONAL	BALANSEAL	INLET X OUTLET	INLET RF OR RI	OUTLET RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-20°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	CONVENTIONAL TYPE	BALANSEAL TYPE	BODY & BDN/NET	SPRING		
26TA10	26TB10	8x10	150#	150#	—	—	—	65	65	—	—	30	30	CARBON STEEL	CARBON STEEL	20°F TO 450°F	
26TA11	26TB11	8x10	300#	150#	—	—	—	65	65	—	—	30	30				
26TA12	26TB12	8x10	300#	150#	—	—	—	120	120	—	—	60	60				
H26TA12	H26TB12	8x10	300#	150#	—	—	—	300	300	—	—	100	100				
26TA20	26TB20	8x10	150#	150#	—	—	—	65	65	—	—	30	30	CARBON STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	451°F TO 800°F	
26TA21	26TB21	8x10	300#	150#	—	—	—	65	65	—	—	30	30				
26TA22	26TB22	8x10	300#	150#	—	—	—	120	120	—	—	60	60				
H26TA22	H26TB22	8x10	300#	150#	—	—	—	300	300	—	—	100	100				
26TA32	26TB32	8x10	300#	150#	—	—	—	—	120	120	—	60	60	CARBON MOLY. STEEL	HIGH TEMP. ALLOY	801°F TO 1000°F	
H26TA32	H26TB32	8x10	300#	150#	—	—	—	—	300	215	100	100	100				
26TA60	26TB60	8x10	150#	150#	—	—	65	—	—	—	—	30	30	3½% NICKEL STEEL	CARBON STEEL	-21°F TO -75°F	
26TA61	26TB61	8x10	300#	150#	—	—	65	—	—	—	—	30	30				
26TA62	26TB62	8x10	300#	150#	—	—	120	—	—	—	—	60	60				
26TA70	26TB70	8x10	150#	150#	—	50	—	—	—	—	—	30	30	3½% NICKEL STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	-76°F TO -150°F	
26TA71	26TB71	8x10	300#	150#	—	50	—	—	—	—	—	30	30				
26TA72	26TB72	8x10	300#	150#	—	65	—	—	—	—	—	60	60				
26TA80	26TB80	8x10	150#	150#	50	—	—	—	—	—	—	30	30	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	AUSTENITIC ST'LESS STEEL	151°F TO 450°F	
26TA81	26TB81	8x10	300#	150#	50	—	—	—	—	—	—	30	30				
26TA82	26TB82	8x10	300#	150#	65	—	—	—	—	—	—	60	60				

SEE NOTES AT BOTTOM OF SELECTION CHART.

# 2600 SERIES STEEL VALVES <sup>(1)</sup>

PRESSURE TEMPERATURE LIMITS: RATINGS BASED ON ANSI B16.5-1968



Selection Chart 26.0 SQ. IN.

NOTES: 1. The type numbers shown on the selection chart indicate conventional valves. For BalanSeal and "O" ring construction, the 4th digit "A" of the above type number changes to:

- B - BalanSeal valve
- C - Conventional valve with "O" ring seal seal } see pages 2.10 and 2.11 for "O" ring material selection chart.
- D - BalanSeal valve with "O" ring seal seal }

2. If desired, additional coding of the valve to include complete standard specifications may be used as shown on pages 5.4 and 5.5



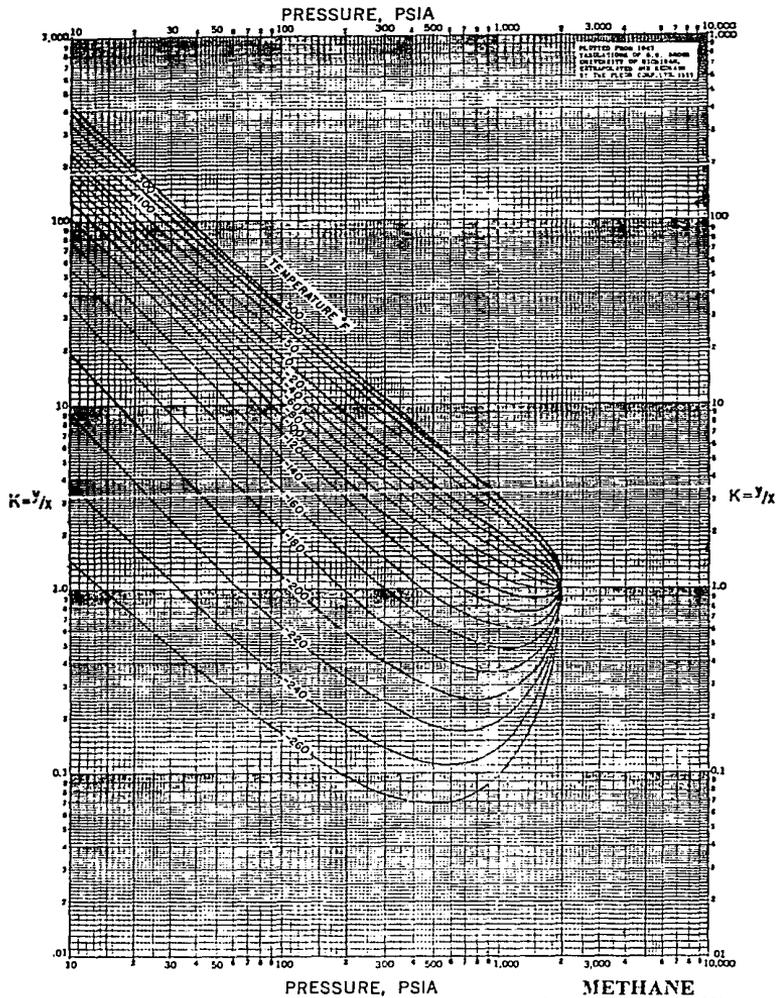


Fig. 6-55. Equilibrium constants for natural gas constituents at 2,000 psia convergence pressure. (6-40. Courtesy NGA.)

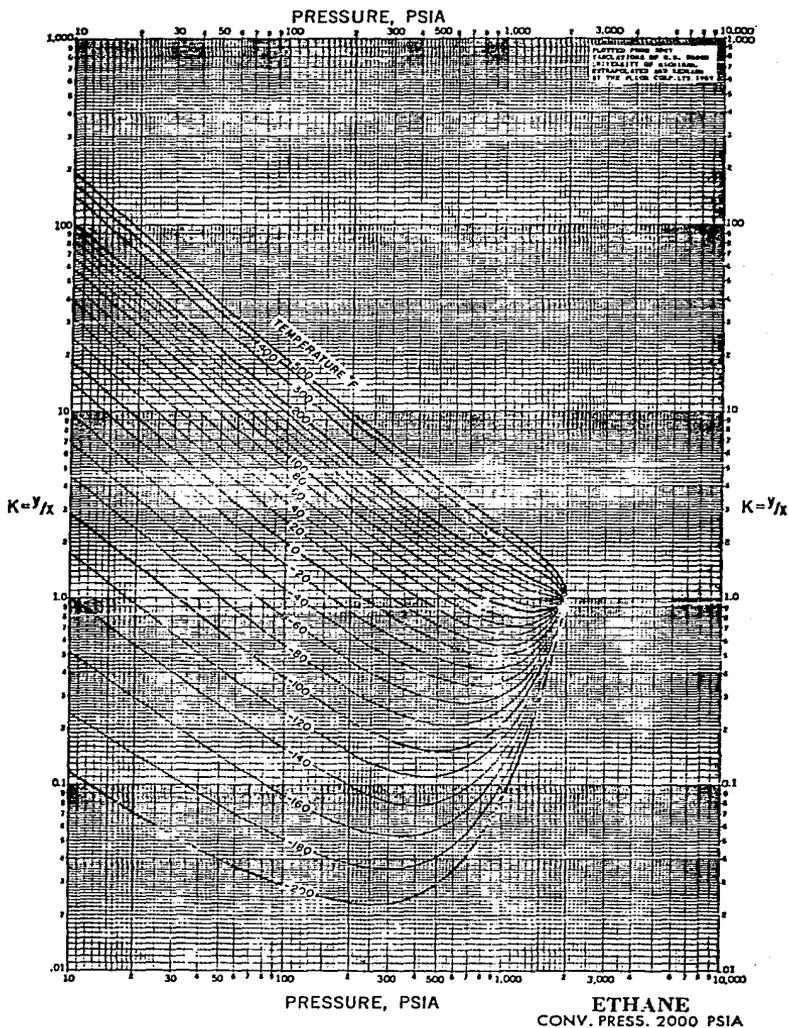


Fig. 6-56. Equilibrium constants for natural gas constituents at 2,000 psia convergence pressure. (6-40. Courtesy NGA.)

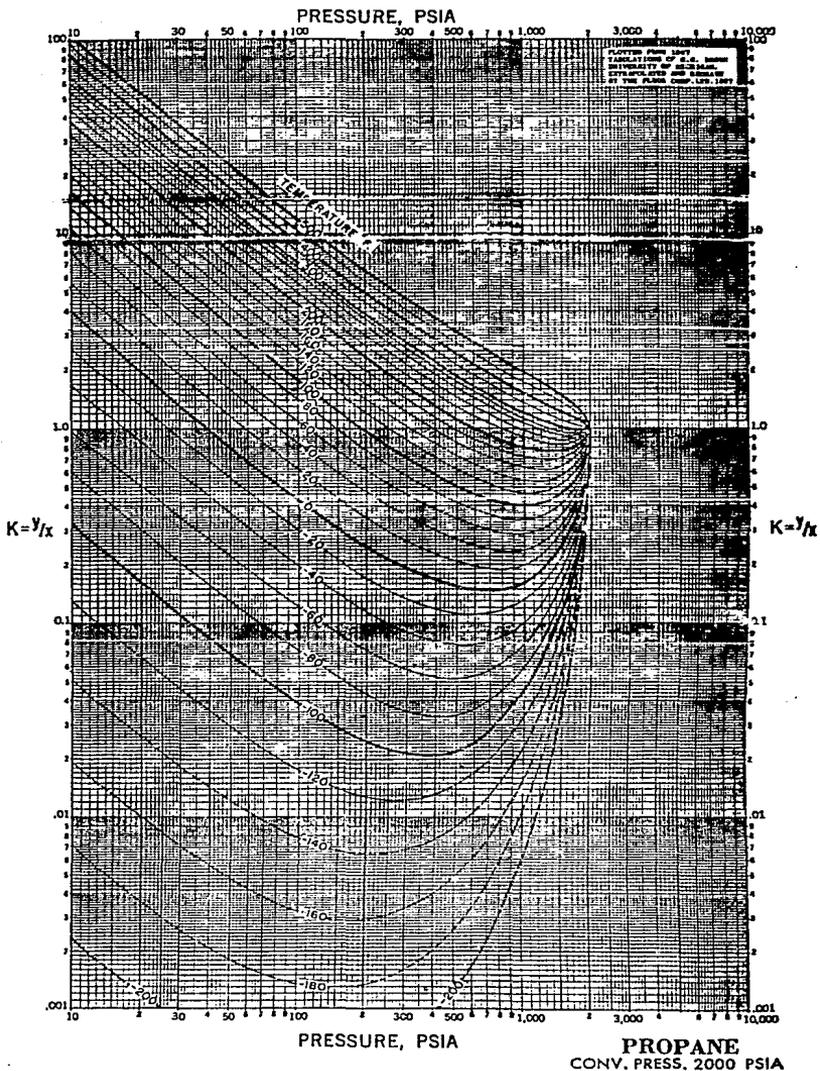


Fig. 6-57. Equilibrium constants for natural gas constituents at 2,000 psia convergence pressure. (6-40. Courtesy NGAA.)

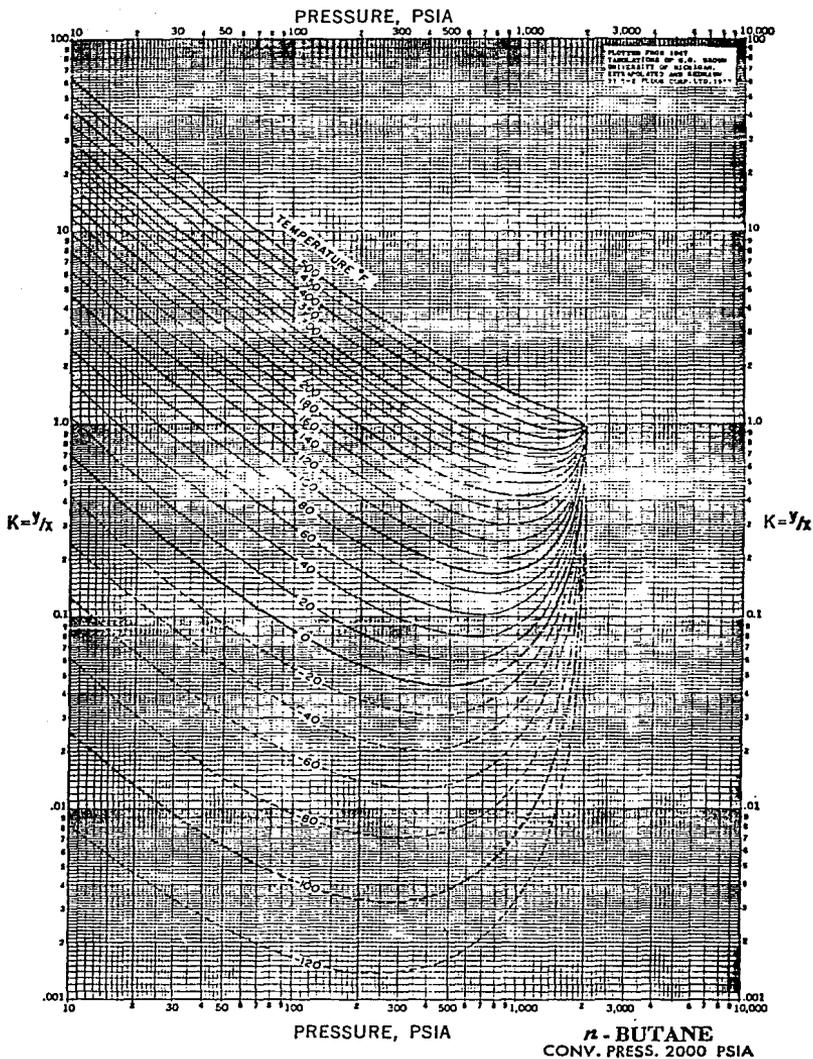


Fig. 6-59. Equilibrium constants for natural gas constituents at 2,000 psia convergence pressure. (6-40. Courtesy NGA)



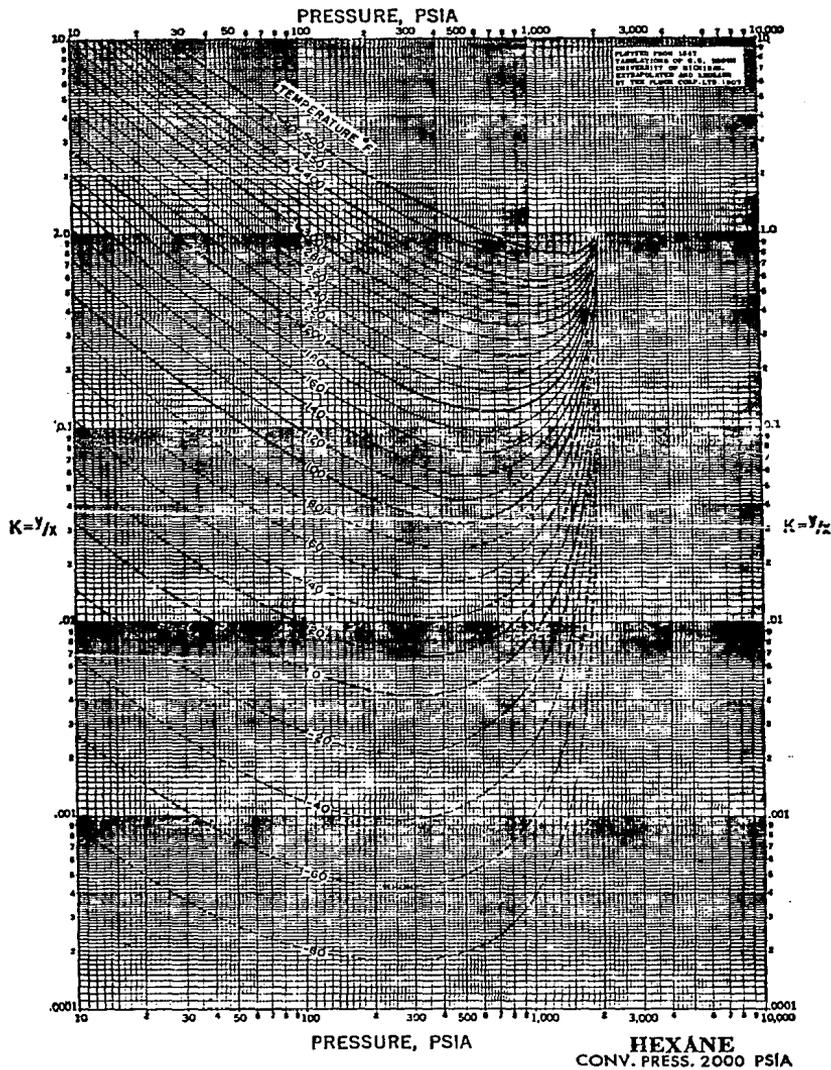


Fig. 6-62. Equilibrium constants for natural gas constituents at 2,000 psia convergence pressure. (6-40. Courtesy NGAA.)