

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

125

**ALTERNATIVAS PARA LA SELECCION DE UN SISTEMA
DE RELEVO EN UNA REFINERIA, SUPEDITADAS A LA
LEY CONTRA LA CONTAMINACION AMBIENTAL**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER
EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
PRESENTAN:**

**ANTONIO LEAL RULLAN
SALVADOR OCHOA ARROYO
FERNANDO GARCIA ZURITA BECERRIL**

- 1973 -

M-165716



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 esta 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.

JURADO ASIGNADO ORIGINALMENTE SEGUN EL TEMA

PRESIDENTE DR. RAMON VILCHIS ZIMBRON (W)
VOCAL ING. Q. ENRIQUE BARRIGA GUZMAN
SECRETARIO ING. Q. ARTURO LOPEZ TORRES
1er. SUPLENTE ING. Q. PABLO BARROETA GONZALEZ (W)
2do. SUPLENTE ING. Q. ENRIQUE JIMENEZ RUIZ

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA: COMISION COORDINADORA
PARA EL PROYECTO DE LA REFINERIA DE TULA, PETROLEOS MEXICA--
NOS E INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO.

SUSTENTANTES

ANTONIO LEAL RULLAN

SALVADOR OCHOA ARROYO

FERNANDO GARCIA ZURITA BECERRIL

ASESOR DEL TEMA:

ING. Q. ARTURO LOPEZ TORRES

NUESTRA GRATITUD

A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

AL PROFESORADO DE LA FACULTAD QUIMICA

A MI MADRE

SRA. SOLEDAD ARROYO DE OCHOA

A MI PADRE

SR. VICENTE OCHOA RIOS

A TODOS MIS HERMANOS

A MI MADRE

DÑA. ELOISA RULLAN MENDEZ

A MI TIA

DÑA. SALVADORA RULLAN MENDEZ

A MI ESPOSA

DÑA. RAFAELA OLMEDO DE LEAL

A MIS HIJOS

ANTONIO Y MARCELA LEAL OLMEDO

A LA MEMORIA DE MI ABUELO

DN. ANTONIO RULLAN FERRER

A LA MEMORIA DE MI TIO

DN. ANTONIO RULLAN MENDEZ

A MIS TIAS Y TIOS

A MIS PRIMAS Y PRIMOS

I N D I C E

INTRODUCCION

GENERALIDADES

ESTUDIO DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS

ALTERNATIVA 1

ALTERNATIVA 2

ANALISIS, ESTUDIO COMPARATIVO Y SELECCION DE
LA ALTERNATIVA MAS APROPIADA.

CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFIA.

INTRODUCCION

Considerando que la contaminación ambiental es un problema actual y de interés general y siendo las refinerías una de las fuentes de contaminación que especial atención merecen por parte de los organismos oficiales y asociaciones civiles, debido al gran volumen de contaminantes gaseosos que potencialmente pueden emitir durante sus ininterrumpidas actividades, se ha querido supeditar este trabajo a la "LEY FEDERAL - PARA PREVENIR Y CONTROLAR LA CONTAMINACION AMBIENTAL"(13).

En este trabajo no se ha pretendido hacer un estudio de la contaminación del medio ambiente, el espíritu que le anima, es el de encauzar las soluciones que presente a la conducción de los relevos de una refinería desde el límite de baterías y su eliminación segura por el tipo de quemador más apropiado, dentro de los lineamientos marcados por la ley. - No se trata de desarrollar la totalidad del proyecto, dado que es un estudio teórico y no es práctico suponer condiciones de proceso, de cálculo y diseño para elaborar un proyecto de un sistema completo de relavo, sin contar con una información real derivada de una planta en proyecto.

Hasta la fecha sólo existen estudios para calcular partes-

aisladas de los sistemas de relevo, métodos de cálculo para todo un conjunto no hay en la actualidad, así que se ha seleccionado y elegido los sistemas de cálculo que han parecido más prácticos, para así formar una secuencia propia.

Los sistemas de relevo son instalaciones que nunca debería haber la necesidad de utilizar, ya que siendo su función proteger las instalaciones en los estados de emergencia, lo deseable es nunca llegar a ellos, pero como en una refinería los equipos no pueden ser diseñados para trabajar bajo todas las condiciones de emergencia y cambios de variables que ello implica, es necesario tener un sistema que dé la seguridad de que los flúidos que causan las sobrepresiones más allá de ciertos rangos predeterminados sean conducidos y eliminados por ser factores peligrosos para el equipo y personal, sin que su eliminación cause a su vez nuevos riesgos inmediatos o mediatos al equipo, al personal o al equilibrio ecológico.

GENERALIDADES

Los sistemas de relevo de presión son componentes indispensables de cualquier industria que lleve a cabo procesos en recipientes cerrados ya sea a altas o a bajas presiones, y serán tan eficientes como su componente más ineficiente, de ahí que se deriven ventajas económicas con la instalación de un buen sistema de relevo ya que se logra evitar accidentes mayores y aún catástrofes en las industrias en general y en particular las refinerías ya que es el caso que tratamos.

Un accidente por un mal funcionamiento ya sea parcial o total de un sistema de este tipo, no es posible de evaluar con exactitud en la cuantía de sus costos inmediatos o visibles y aún menos en sus costos indirectos u ocultos los cuales en el caso que tratamos, el de una refinería de esta capacidad, pueden llegar a afectar en forma sensible las existencias de combustibles y energéticos en el mercado. Con esto podemos afirmar sin exagerar, que un adecuado diseño del sistema de relevo es uno de los problemas más importantes en el buen diseño de una refinería, ya que además de los renglones de prevención de la destrucción de la inversión y de la seguridad que proporciona al personal, abate los costos del equipo de refinería, ya que se disminuye el mar

gen de las presiones de diseño y operación, y por último se previene la contaminación del medio ambiente.

Los sistemas de relevo de presión tienen por objeto el relevo, la conducción y eliminación segura de los fluidos que causan las sobrepresiones en los equipos en que fueron generados.

Los componentes de un sistema de relevo pueden ser divididos en:

1.- Los dispositivos para aliviar las presiones, los cuales pueden dividirse muy generalmente en los que una vez pasadas las condiciones que originaron el relevo cierran automáticamente, y en los dispositivos que permanecen abiertos hasta que son cerrados manualmente, reparados o substituídos.

De los primeros encontramos una gran variedad de válvulas tales como:

a) Las válvulas de palanca y contrapeso.

Válvulas de paso directo.

b) Las válvulas de resorte las cuales por sus características de trabajo se subdividen en:

Válvulas de seguridad

Válvulas de relevo continuo

Válvulas de seguridad y relevo.

Y dentro de estas las convencionales de bonete venteadado

y bonete no venteado, y las balanceadas que por los dispositivos que -
utilicen pueden ser:

De fuelle

De pistón

De fuelle y de pistón.

2.- Los sistemas de conducción de los fluídos relevados, ya sea a la at-
mósfera o al sitio de su eliminación segura. Los sistemas de conducción es-
tán constituidos por tuberías, conexiones y tanques separadores así como -
de los dispositivos para medir flujos y las válvulas de bloqueo necesarias.

3.- Los sistemas de eliminación de los fluídos que pueden ser:

Venteo directo a la atmósfera

Combustión en quemador de fosa

Combustión en quemador de Tiro

Combustión en quemador Multijet.

A continuación esquematizaremos los dispositivos de rele-
vo, los códigos que tratan de ello y las causas de las sobrepresiones más -
comunes.

Primeramente haremos la distinción que hay entre una vál-
vula de relevo y una válvula de seguridad. La diferencia fundamental entre
estas válvulas está en la sobrepresión, la cual definiremos como "el aumen-
to de presión, sobre la presión de trabajo máxima permisible en el recipien-

te". Las válvulas de relevo abren proporcionalmente a la sobrepresión que en un momento dado se ejerza dentro del recipiente que protegen. Las válvulas de seguridad se caracterizan por abrir rápida y totalmente ante cualquier rango de sobrepresión y permanecen abiertas por algunos instantes aún después de que la presión ha disminuído por debajo de los rangos fijados, después de lo cual, el cierre es total y completo. En general, las típicamente usadas en la industria de proceso son clasificadas como válvulas de seguridad y relevo, ya que actúan como válvulas de seguridad cuando están involucrados en los procesos fluídos compresibles, y como válvulas de relevo en el manejo de líquidos.

En la elección de las válvulas debemos tener muy en cuenta la contrapresión la cual definiremos como "la presión a la descarga de la válvula" ya que por ejemplo en las válvulas convencionales de seguridad y relevo la presión de ajuste se verá afectada por la contrapresión. Si el espacio que se encuentra arriba del disco en las válvulas de resorte, es ventéado a la línea de descarga, la presión de ajuste, será incrementada tanto como se incrementa la contrapresión, ahora en el caso de que el venteo sea a la atmósfera, la presión de ajuste disminuirá. Si la presión de ajuste es constante, no tendremos problemas serios, ya que el resorte puede calibrarse para compensarle. En el caso en que tengamos contrapresiones variables, lo cual puede ocurrir cuando las válvulas descargan dentro

de un cabezal, la calibración del resorte no es suficiente, entonces debemos recurrir a las válvulas balanceadas en lugar de las convencionales.

Las válvulas de resorte son construídas en acero fundido en su parte externa y en acero inoxidable en su parte interna, pero en ocasiones por especificaciones especiales los cuerpos son construídos también en acero inoxidable o en aleaciones de acero. Los resortes generalmente son en acero al carbón, capaces de soportar temperaturas de entrada de 450°F o menores, y de acero al tungsteno para temperaturas mayores; y en el caso de protección a la corrosión se le da construyéndolo en aleaciones níquel-plata.

El asiento de la mayoría de las válvulas de resorte son metálicos planos o biselados, y cuando están colocadas en sistemas que sufren vibraciones, pulsaciones, flúidos contaminados con partículas sólidas, solidificación de refrigerantes, etc., se les coloca en el asiento un empaque del tipo O-ring, lo cual desde luego, dependiendo del material de que esté hecho este empaque disminuye los rangos de temperatura en que se puede utilizar la válvula.

Entre los dispositivos que permanecen abiertos después de haber cesado las condiciones que originaron el relevo, y que requieren de mano de obra para ponerlos en condiciones de trabajo o de su sustitución tenemos los discos de ruptura los cuales son dispositivos protectores de alta

seguridad, que básicamente consisten en una placa de poca resistencia a la presión, que se diseña para romperse a una presión predeterminada. Con la membrana del disco rota en la línea de relevo, se alivia la presión excesiva. A diferencia de una válvula de seguridad, el disco de ruptura no puede cerrar la línea de relevo cuando la presión ha regresado a un nivel normal. Las razones que hacen más común el uso de los discos de ruptura, son que permite el escape seguro por sobrepresión, cuando el uso de una válvula de seguridad no es práctico o en situaciones donde la válvula de seguridad no provee un área lo suficientemente grande para el escape adecuado, ya que los discos de ruptura proveen de un área igual al área seccional de la tubería sobre el cual están montados. Usados bajo una válvula de seguridad, un disco de ruptura separa a la válvula de seguridad del ataque corrosivo del material que se está procesando, protege a la válvula del mal funcionamiento debido a contaminación con el producto procesado y elimina el escape de productos debido al asiento imperfecto de las válvulas. Los discos de ruptura son construídos en una gran variedad de materiales que en algunos casos resisten mejor la corrosión que las válvulas de relevo. En los discos la membrana no es debilitada por la corrosión y son menos afectadas por las altas viscosidades, así también se desenvuelven mejor que otros dispositivos ante pequeñas explosiones y detonaciones.

En el caso de refinerías y debido a que el proceso es -

continuo se usa preferentemente sistemas de relevo con válvulas de seguridad.

Los principales códigos utilizados en la industria del petróleo para el diseño de los dispositivos de relevo de presión son el ASME (American Society of Mechanical Engineers), API (American Petroleum - Institute) y el NBFU (National Bureau of Fire Underwrites) además de las reglas y normas locales aplicables. Del ASME podemos nombrar las secciones I y VIII; del API el RP 520, y el Stándar 526, Stándar 527 y el API Guide for Inspection of Refinery Equipment, así como el API-ASME Code - Unfire Pressure Vessel for Petroleum Liquified and gases.

Las causas de sobrepresión más comunes comprendidas en -- nueve puntos según Eric Jenett son (6a):

- 1.- Exposición del equipo y tubería a fuego directo o a otras fuentes exteriores de calor.
- 2.- Una falla operacional que genere más vapor de lo que el sistema de control puede operar.
- 3.- Un bloqueo en la operación causado por una falla en el control o en la operación manual.
- 4.- Una falla en el dispositivo del control de la presión (éste puede ser por un mal funcionamiento mecánico de sus partes o de una pérdida de la señal dada por los fluídos.

- 5.- Un desbalanceo de calor en el proceso, con el resultado de una anormal y anticipada generación de vapor, ocasionada entre otras causas por falla en el sistema del agua de enfriamiento.
- 6.- La expansión hidráulica resultante de un calentamiento, o por un enfriamiento en algunos casos, del líquido que ha sido bloqueado entre la válvula y un sistema cerrado.
- 7.- La accidental introducción de vapor o de materiales extremadamente volátiles en lugares del sistema en que el calor puede generar mucho más cantidad de vapor que las que el sistema puede manejar normalmente.
- 8.- El desarrollo de una reacción química con la subsecuente generación (liberación) de calor o gas en cantidades no previstas en el diseño de la operación.
- 9.- Sobrellenado de algún equipo debido a una falla mecánica de los dispositivos de seguridad o un mal funcionamiento de los controles o de una mala operación manual.

La refinería supuesta para el desarrollo de este tema es de una capacidad de producción mayor que cualquiera de las otras localizadas en Territorio Mexicano; para fines prácticos la localizamos en un punto de la Meseta Central de México, a una altitud tal que la presión atmosférica es de 11.3 lb/in^2 . Esta refinería constaría de siete plantas de

tratamiento con una capacidad de relevo máxima de todas ellas de -----
1'253,000 lb/hr de gases con un peso molecular promedio de 63 y a una -
temperatura promedio de 260°F.

Como se puede apreciar la gran capacidad de relevo que en un momento dado pueden tener estas plantas, les hacen un riesgo potencial para el medio ambiente de su emplazamiento ya que es grande el volumen de hidrocarburos o sus productos de la combustión que pueden ser expelidos a la atmósfera. Como hemos siempre sabido, pero solo muy recientemente adquirido conciencia, la preservación de cualquier tipo de contaminación del medio ambiente es necesaria para la conservación de un buen equilibrio no solo ecológico sino económico.

Es bien conocido de muchos el peligro que representa la contaminación del medio ambiente, ya que esta situación provoca problemas de tipo social y económico. Estudios hechos fundamentalmente en el extranjero, demuestran que la salud se afecta cuando se llega a ciertos grados de contaminación. El medio ecológico empieza a degradarse y esto a su vez implica no solo la vida en un ambiente hostil, sino también la desaparición gradual de recursos económicos de primera magnitud como son el agua, el suelo y la vegetación. Se hace necesario realizar inversiones para traer de distancias mayores el líquido y los alimentos que consume la población, y el costo de los servicios municipales, del transporte y de la misma produc-

ción industrial, empieza a incrementarse.

No debemos escatimar esfuerzos y recursos para llegar a un nivel de contaminación bajo, ya que si este se mantiene en los actuales niveles se pone en peligro la salud de los mexicanos y el futuro económico de la Nación y habrá que incurrir después en costos desproporcionadamente mayores.

Debe entenderse que la contaminación es una consecuencia natural de la aplicación masiva de la ciencia y la tecnología al progreso humano y que como tal progreso no puede detenerse, es necesario mejorar y perfeccionar la tecnología como única forma de resolver estos problemas.

Los procesos industriales con problemas de contaminación, deben tratarse como procesos incompletos que deben ser completados hasta estar seguros de que todos los efluentes sean consistentes con la vida y la salud del hombre, los animales y las plantas y que además, tales efluentes puedan ser asimilados por la naturaleza para que puedan desaparecer e incorporarse a ella en un tiempo razonable. Es por ello que las alternativas de solución se irán presentando, con una crítica legal cuando éstas contravengan las ideas señaladas más arriba y que en nuestro concepto están acordes con la Ley Federal para prevenir y controlar la contaminación ambiental,

y a su vez en contraposición al ya caduco criterio hasta hace poco adoptado en que las soluciones se lograban cuando los desechos hallaban su camino a la atmósfera o a los drenajes.

ESTUDIO DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS

Este estudio se puede empezar analizando la alternativa más sencilla, que sería la eliminación de los gases de relevo por medio del venteo directo a la atmósfera.

Como se mencionó anteriormente, los gases a relevar son combustibles, y la dirección del viento, combinada con la disposición de la refinería causaría graves riesgos a las instalaciones.

Además en este trabajo se ha tratado de prever la contaminación del ambiente, en consecuencia esta alternativa, aunque sería la más sencilla y económica no es aceptable ya que además de las razones de seguridad mencionadas, existe la de la contaminación ambiental.

La siguiente alternativa, sería la conducción por uno o más cabezales, de los gases relevados en cada una de las plantas de la refinería, hasta una o más chimeneas emplazadas a considerable distancia de la zona de producción, y orientadas de tal forma que los vientos dominantes, arrastren los gases fuera del área laboral.

Esta alternativa se desecha debido a que como se dijo anteriormente, los volúmenes de hidrocarburos lanzados a la atmósfera, son

exageradamente grandes y de acuerdo con el criterio que se ha asentado - anteriormente, la atmósfera no da una dilución infinita, y en consecuen-- cia esta alternativa igual que la anterior se contrapone con la Ley Federal para prevenir y controlar la contaminación ambiental, dado que específicamente en el artículo 4o. de dicha Ley, la definición de contaminante se le da, a sustancias gaseosas que al incorporarse a adicionarse al aire, pueda alterar o modificar sus características naturales, entonces se puede decir que la acción de ventear a la atmósfera, por chimenea de cualquier tamaño y en cualquier parte de la refinería, es una acción que contaminaría la atmósfera, tal como se ha descrito en este artículo de la ley contra la contaminación ambiental.

Ahora bien si se analiza el artículo 10 de dicha ley, que dice: "Queda prohibido sin sujetarse a normas correspondientes, expeler o - descargar contaminantes que alteren la atmósfera, en perjuicio de la saludy de la vida humana, la flora o la fauna".

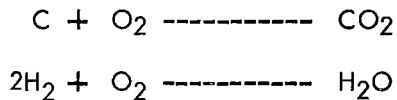
Con lo antes expuesto se ve la imposibilidad de una solución de este tipo quedando descartada cualquier alternativa de venteo at-- mósferico.

Las siguientes alternativas de solución implican la necesidad, de un sistema de eliminación que evite la contaminación atmosférica - tal como un quemador de cualquier tipo, acondicionado para efectuar tal -

función, por lo que antes de entrar en el análisis de este tipo de solución, se tocará el tema de la combustión.

Combustión es una reacción química que se lleva a cabo entre el combustible y el comburente (oxígeno) a temperatura elevada y - que es acompañada de suficiente calor, para mantener la temperatura de la reacción.

Analizando ahora el problema de quemar hidrocarburos, y quemarlos completamente hasta la total combinación de éstos con el oxígeno del aire, se llega a las ecuaciones básicas para una combustión total:



Las cuales se tiene que efectuar en los quemadores, para lograr en éstos el efecto deseado.

Como se ha mencionado antes existen diferentes tipos de quemadores que se pueden utilizar en una alternativa de solución, pero no todos se ajustan a las condiciones deseadas.

La siguiente alternativa que se puede mencionar es el uso de uno o varios cabezales de distribución que conduzcan a un quemador de fosa.

En estos quemadores la mezcla aire combustible, es defectuosa lo cual origina un exceso de humo negro rico en CO, y hollín el --

cual no es otra cosa que carbón. Este humo negro podría en un momento -
dado alcanzar áreas de producción de la refinería, y también estaría en -
contra de la Ley Federal contra la contaminación ambiental que indica en
el capítulo 2 artículo 10 lo siguiente: "Las emisiones de humo provenientes
de equipos estacionarios, de combustión, no deberán ser más oscuros en -
aparencia que la señalada con el número 2 en la escala conocida, como -
carta de humo de RINGELMANN, ni de tal opacidad que oscurezcan la -
visión del observador, en un grado mayor que el humo correspondiente al -
número 2 de la carta antes mencionada". En base a esto e independientemente
de considerar, la aplicación del capítulo primero y del artículo 10-
de la Ley Federal para prevenir la contaminación ambiental, se ve la des-
ventaja de usar esta alternativa.

En las siguientes alternativas se puede usar un tipo de quemador que reduzca a lo mínimo posible la contaminación del ambiente, como sería un quemador de altura con inyección de vapor de agua para mejorar la reacción de combustión o un quemador multijet.

La diferencia que existe en el criterio de selección de cada uno de estos quemadores es la consideración sobre los efectos de la radiación calorífica en el personal y equipo aledaño al quemador.

El uso de un quemador de altura implica la necesidad, de que el área destinada a quemadores quede bastante retirada del área de pro

ceso lo cual implicaría un sistema de conducción con una longitud muy grande.

En cambio el uso de un quemador multijet aunque de menor capacidad significaría que el área de quemadores quedara a una distancia significativamente corta del área de proceso.

Las alternativas del sistema de conducción a los quemadores pueden ser muy numerosas y depende de su localización.

La primera de esas alternativas podría ser el uso de un cabezal principal que vaya de cada una de las plantas a un quemador. O sea que cada planta tuviera su cabezal y su quemador independientemente de las otras.

Otro sistema de conducción podría ser el uso de un solo cabezal principal de distribución que recogiera el relevo de cada planta y lo llevara al área de quemadores.

Otra alternativa factible sería la división del relevo de la refinería en 2 partes según las condiciones de trabajo de ésta, y conducir cada una de éstas en un cabezal principal. Esta solución complicaría la operación de los quemadores ya que se tendría que usar 2 áreas de quemadores independientes entre sí, además que la división del relevo de la refinería no puede ser en 2 partes iguales, sino que una de estas partes sería considerablemente mayor que la otra, por lo cual no se considera conveniente esta

solución.

Analizando todas las alternativas, tanto del sistema de conducción como del sistema de quemado se llegó a la conclusión de que entre las alternativas de solución más factibles (tratando de establecer una comparación entre el quemador de altura y el multijet) están las dos siguientes que son las que se estudiaron detalladamente en este trabajo:

ALTERNATIVA #1.- Esta alternativa consiste en el uso de un solo cabezal principal que recogerá el relevo de todas las plantas y lo conducirá al área de quemadores, siendo éstos, 3 quemadores de altura con inyección de vapor, con uno más de respuesto para mantenimiento. Esta área estará localizada a una distancia de 1257 mts. del área de proceso.

ALTERNATIVA #2.- Esta consiste en un solo cabezal principal que llevará el gasto de relevo de todas las plantas al área de quemadores. Esta área estará a una distancia considerablemente menor que la distancia de la alternativa #1 (199 mts.) y consistirá en 8 quemadores multijet, con uno de respuesto para mantenimiento.

Nomenclatura Utilizada en la Alternativa No. 1.

- 1.- A = área de la sección transversal de la chimenea, en ft^2 .
 - 2.- D = diámetro de la chimenea, en ft.
 - 3.- D_t = diámetro de la tubería, en ft.
 - 4.- d = diámetro de la tubería, en in.
 - 5.- f = fracción del calor radiado, adimensional. Viene siendo la emisividad de la flama.
 - 6.- f_1 = factor de Fanning ocasionado por la fricción, adimensional.
 - 7.- G = masa velocidad del gas, en lb/segft^2
 - 8.- G_{cni} = masa velocidad del gas cuando éste fluye a la velocidad del sonido, en lb/segft^2 .
 - 9.- g = aceleración de la gravedad, 32.2 ft/seg^2 .
 - 10.- H = altura del quemador, en ft.
 - 11.- hc = poder calorífico neto de combustión, en btu/scf^* .
 - 12.- K = coeficiente de fricción para los accesorios de las tuberías.
 - 13.- K_1 = relación de calores específicos C_p/C_v , es adimensional y para este trabajo se toma igual a 1.
- L = longitud de la tubería, en ft.
- L_1 = longitud de la flama, en ft.
- L_e = longitud equivalente total de los accesorios considerados, en ft.
- M = peso molecular del gas a relevar, en lb/lbmol .

M_1 = número de Mach es la relación U/U_s y resulta adimensional.

N = coeficiente total de fricción en una tubería circular, adimensional.

P = presión atmosférica, en psía.

P_2 = presión corriente abajo de la tubería, en psía.

P_o = presión corriente arriba de la tubería, en psía.

P_p = presión a la salida de la planta considerada, en psía.

P_L = presión en la línea considerada, en psía.

P_q = presión en el quemador considerado, en psía.

Q = calor total liberado por la flama, en btu/hr.

q = flujo calorífico, en btu/hrft².

q_M = intensidad máxima del calor radiado, en btu/hrft².

R = constante general del estado gaseoso, 1,546 ft lb_p/lb mol^oR.

T = temperatura absoluta, en ^oR.

T_o = temperatura del gas corriente arriba de la tubería, en ^oR.

t_e = tiempo de escape, en seg.

U = velocidad de salida del gas, en ft/seg.

U_s = velocidad sónica del gas, en ft/seg.

U_w = velocidad del viento, en ft/seg.

W = gasto para un quemador, en lb/hr.

W_T = gasto total del gas en lb/hr.

W_{STM} = gasto de vapor para combustión sin humo, en lb/hr.

W_{HC} = gasto de hidrocarburos, en lb/hr.

X = distancia radial al centro de la flama, en ft.

X_m = distancia radial a partir del centro de la flama hasta donde la intensidad calorífica es q_M , en ft.

X_1 = distancia radial a partir del centro de la flama hasta donde la intensidad sea 1,500 btu/hrft².

X_2 = distancia radial a partir del centro de la flama hasta donde la intensidad sea 3,000 btu/hr ft².

Y = distancia radial a la base de la chimenea, en ft.

θ = ángulo de inclinación de la flama, en °

$\pi = 3.14$

144 = Factor de conversión para pasar de in² a ft².

3,600 = factor de conversión para pasar de seg a hr.

0.758 = relación de $\pi/4$.

379 = volumen molar del gas, en ft³/lbmol a 16°C y 1 atm.

50 y 100 = son constantes.

0.68 y 10.8 = son constantes.

0.27, 1.23 y 4 = son constantes.

0.023 y 0.23 = son constantes.

247 = constante que incluye la constante general del estado gaseoso.

ALTERNATIVA 1

Cálculo del sistema de desfoque consistente en un cabezal - principal que conduce a tres quemadores de tiro elevado con uno más para emergencias .

Localización del sistema .

Cabezal Principal .

Se encuentra en un claro que existe entre las plantas (1, 2, - 3, 4, 7) y las plantas (5 y 6). Su longitud desde la planta 1 al área de quemadores es de 5270 Ft .

Area de quemadores

Se encuentra ubicada en el extremo sudoriental del terreno - destina a las futuras plantas de proceso .

Se ha seleccionado este lugar debido a que se cumple con - todos los factores de seguridad que se necesitan en los equipos debido a la gran distancia que los separa de esta localización .

Criterio de Cálculo

Cabezal

Se seleccionó el arreglo de un solo cabezal principal porque este proporciona ciertas ventajas económicas y de cálculo, en relación a los gás tos que relevan las plantas consideradas de la refinería .

Quemadores

Los experimentos que se han realizado con los quemadores de tiro elevado determinan parámetros de dimensionamiento adecuado. Tratando de lograr este se ha dividido el gasto en tres partes, que manejadas individualmente por cada uno de los quemadores, estos resultan con las dimensiones adecuadas a lo ya experimentado.

a) Cálculo de los quemadores (Ver fig. 1-1).

Datos:

$$g \ 32.2 \text{ ft/seg}^2$$

$$T \ 260^\circ \text{R}$$

$$M \ 63$$

$$P \ 11.3 \text{ Psia}$$

K adimensional es la relación C_p/C_v 1

R Constante general del estado gaseoso.

M Número de Mach 0.2

$$39.3 \text{ R}^{1/2} (1546)^{1/2}; \text{ en } (\text{ft Lbf/ lómol}^\circ\text{R})^{1/2}$$

Cálculo de la velocidad sónica del gas (U_s)

$$U_s \ 39.3 \left(\frac{\text{KgT}}{M} \right)^{1/2} \ 39.3 \left(1 \times 32.2 \times 720 / 63 \right)^{1/2} \ 39.3 \times 19.2 \ 754 \text{ ft/seg.}$$

$$U_s \ 754 \text{ ft/seg.}$$

U = Velocidad del gas de salida

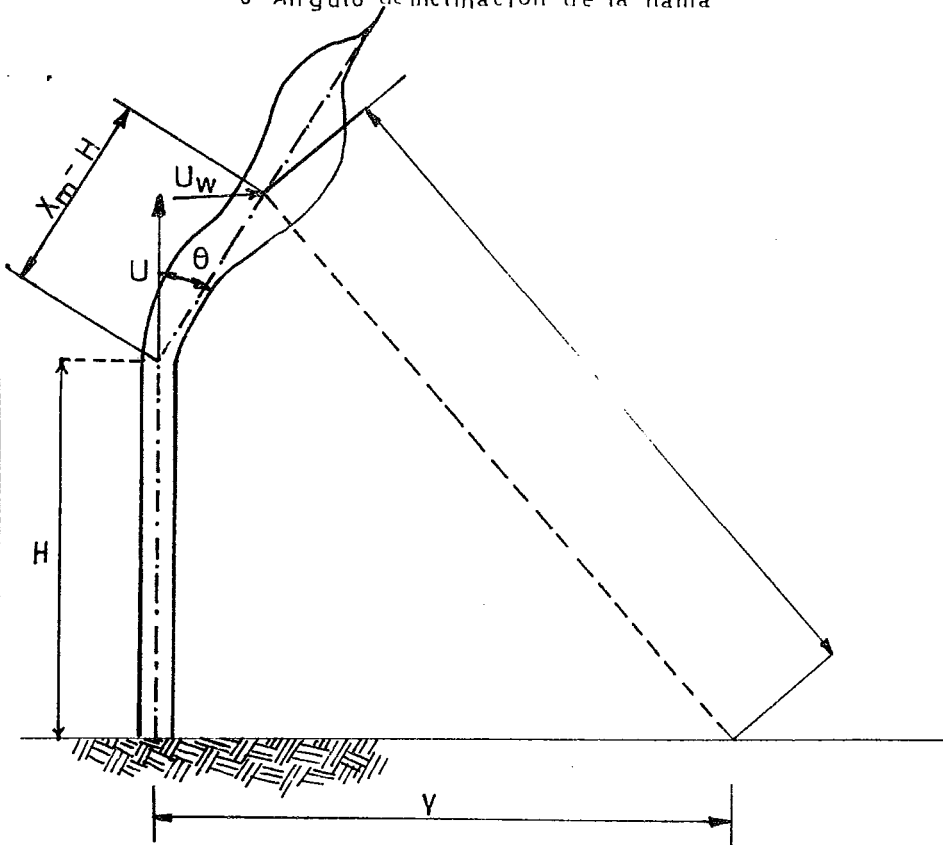
U_w = Velocidad del viento

H = Altura del quemador

X = Distancia radial al centro de la flama

Y = Distancia radial a la base de la chimenea

θ = Angulo de inclinación de la flama



TESIS PROFESIONAL

ALTERNATIVA N° 1

DIBUJO N° 1-1

QUEMADOR DE ALTURA

ACOTACION : SIN

ESCALA : SIN

Cálculo de la velocidad de salida del gas en base al número de Mach=0.2.

$$U = 0.2 \times U_s$$

$$U = 0.2 \times 754 \text{ft/seg.} = 151 \text{ft/seg.}$$

$$U = 151 \text{ft/seg.}$$

Cálculo de la densidad del Gas.

$$\rho_G = 144 \text{MP}/1544 T = 144 \times 11.3 \times 63 / 1544 \times 720 = 0.0921 \text{ lb/ft}^3$$

144 = factor de conversión para pasar de in^2 a ft^2 .

1,544 = R = constante general del estado gaseoso, en $\text{ft lb}_f/\text{lbmol}^\circ\text{R}$.

$$\rho_G = 0.0921 \text{ lb/ft}^3.$$

Como son 3 quemadores el gasto total de 1'253,000 lb/hr

se tiene que dividir en 3 corrientes, así:

$$w = W_t/3 = 1'253,000/3 = 418,000 \text{ lb/hr}$$

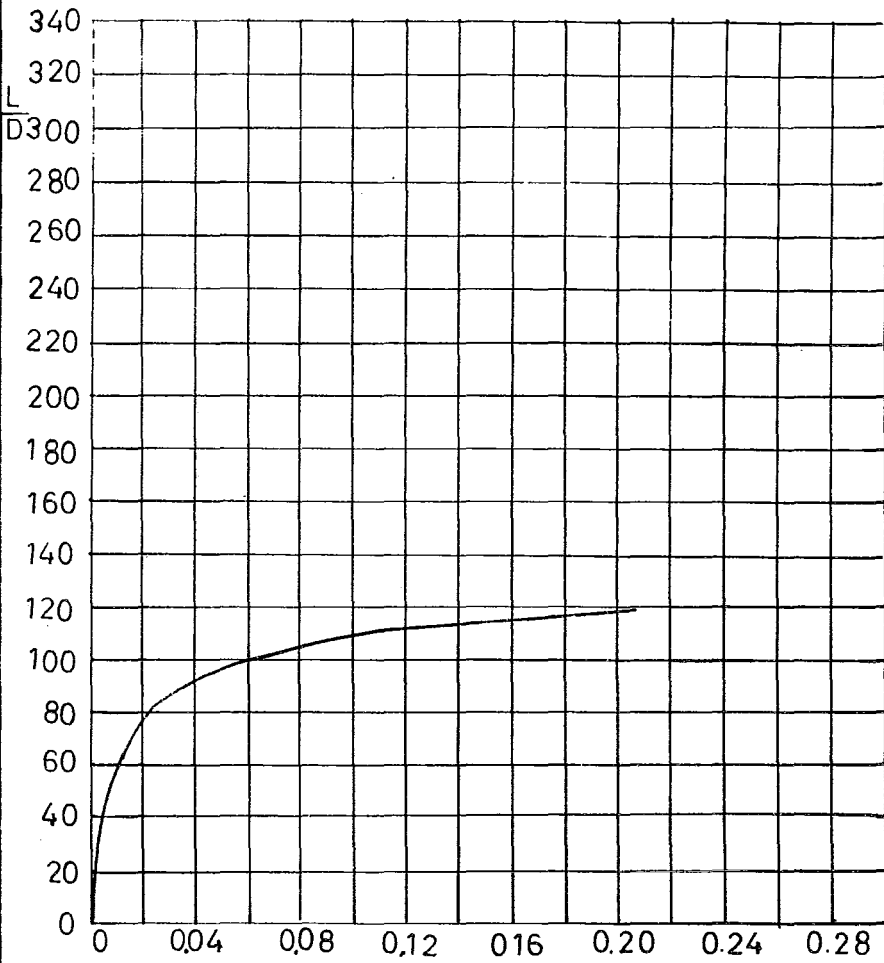
$$w = 418,000 \text{ lb/hr.}$$

Cálculo del área de la sección transversal de la chimenea.

$$A = w/\rho_G U = 418,000/0.0921 \times 151 \times 1/3600 = 8.34 \text{ ft}^2$$

3,600 = factor de conversión para pasar de seg a hr.

$$A = 8.34 \text{ ft}^2$$



$$M = \frac{U}{U_s}$$

TESIS PROFESIONAL	
ALTERNATIVA N° 1	DIBUJO N° 1-3
ACOTACION: SIN	ESCALA: SIN

Cálculo del Diámetro de la chimenea

$$A = \frac{\pi}{4} D^2; D = (A/0.785)^{0.5}; D = (8.34/0.785)^{0.5} = 3.26 \text{ ft.}$$

$$D = 3.26 \text{ ft}$$

Cálculo de la Longitud de la flama (L)

de la fig 1-3 con $M_1 = 0.2$ se tiene $L/D = 118$

$$\therefore L = 118 \times 3.26 = 385 \text{ ft}$$

L/D es la relación de la longitud de la flama al diámetro de la chimenea.

$$L = 385 \text{ ft}$$

Cálculo del calor total liberado por la flama (Q)

$$Q = w hc 379/M$$

Q = calor liberado por la flama, en btu/hr

hc = poder calorífico neto de combustión, en btu/scf

$$hc = 50M + 100$$

50 y 100 = son parámetros

$$hc = 50 \times 63 + 100 = 3150 + 100 = 3,250 \text{ BTU/scf}$$

$$hc = 3,250 \text{ BTU/scf}$$

Substituyendo de la fórmula de Q:

$$Q = 418\,000 \times 3250 \times 379/63 = 8.16 \times 10^9 \text{ BTU/hr}$$

$$Q = 8.16 \times 10^9 \text{ BTU/hr}$$

Cálculo de la fracción de calor radiado (f)

$$f = 0.2 \left(\frac{hc}{900} \right)^{0.5} = 0.2 \left(\frac{3,250}{900} \right)^{0.5} = 0.2 \times 1.9 = 0.38$$

f = fracción radiada del calor liberado, viene siendo la emisividad de la flama, adimensional.

$$f = 0.38$$

Cálculo de la Intensidad Calorífica (q).

$$q = fQ / 4 X^2$$

q = flujo calorífico, en btu/hrft²

X = distancia del centro de la flama a un punto cualquiera considerado, --
en ft.

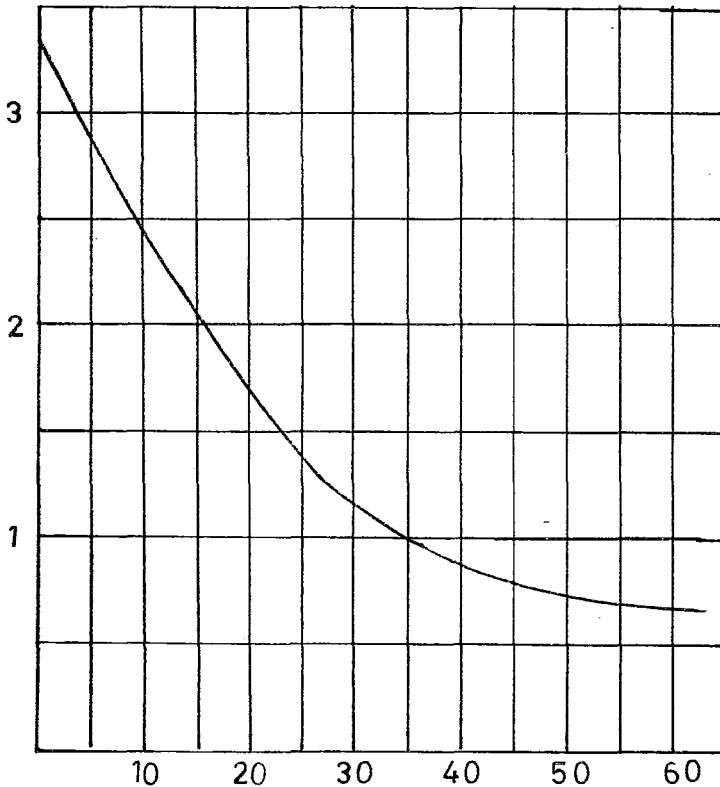
Poniendo en función de X se tiene:

$$q = 0.38 \times 8.16 \times 10^9 / 4 \times 3.14 X^2 = 2.46 \times 10^8 / X^2$$

$$q = 2.46 \times 10^8 / X^2$$

Según G.R. Kent, se ha encontrado que la intensidad calorífica, que un individuo puede soportar por un tiempo indefinido es ----

Intensidad de radiación máxima,
en 10^3 BTU/hr ft²



t_e, basado en un tiempo de
reacción de 5 seg.

TESIS PROFESIONAL

ALTERNATIVA N° 1

DIBUJO N° 1-4

ACOTACION: SIN

ESCALA : SIN

440 BTU/hr ft².

Por tanto con $q = 440 \text{ BTU/hr ft}^2$ calcula X^2 de la fórmula anterior.

$$X^2 = 2.46 \times 10^8 / 440 = 560,000 \text{ ft}^2$$

$$X^2 = 560,000 \text{ ft}^2$$

Cálculo de la Altura del Quemador (H)

Con la ayuda de la Fig. 1-4 G.R. Kent y con varias pruebas para el tiempo de escape (t_e), puede determinarse la intensidad calorífica que se radia (q). Las pruebas se continuarán hasta alcanzar el balance entre t_e , q y H .

Las fórmulas que se emplean son:

$$H = (L^2 + 4X_m^2)^{0.5} - L/2; \quad t_e = (X^2 - X_m^2)^{0.5} / 20$$

donde: X = distancia radial a partir del centro de la flama hasta donde -

$$q = 440 \text{ Btu/hr ft}^2$$

X_m = Distancia radial a partir del centro de la flama hasta donde la

intensidad calorífica es q_m , según la fig. 1-4

L = Longitud de la flama, en ft.

$$L^2 = 385^2 = 148,000 \text{ ft}^2 ;$$

t_e = tiempo de escape, en seg.

$$L^2 = 148,000 \text{ ft}^2$$

te(seg) (supuesto)	q_m (Btu/hrft ²)	H(ft) (calculado)	te(seg) (calculado)
0	3,300	141.5	34.9
35	1,000	340.0	28.0
30	1,200	300	29.9

Tanteos para conocer la altura:

De la fig.1-4, para $te=0$ da $q_m=3,300$. . se tiene que:

$$4X_m^2 = 4 \times 2.46 \times 10^8 / q_m = 4 \times 2.46 \times 10^8 / 3,300 = 298,000$$

$$X_m^2 = 298,000/4 = 74,500$$

$$H = (148,000 + 298,000)^{0.5} - 385/2 = (446,000)^{0.5} - 385/2 = 141.5$$

$$te = (560,000 - 74,500)^{0.5} / 20 = 699/20 = 24.9$$

Para $te=35$ y $q_m=1,000$. Leído en la gráfica del dibujo 1-4)

se tiene:

$$4X_m^2 = 4 \times 2.46 \times 10^8 / 1,000 = 985,000 ; X_m^2 = 246,250$$

$$H = (148,000 + 985,000)^{0.5} - 385/2 = 680/2 = 340$$

$$te = (560,000 - 246,250)^{0.5} / 20 = 560/20 = 28$$

Para $te=30$ y $q_m=1,200$ (Ver fig. 1-4) se tiene:

$$4X_m^2 = 4 \times 2.46 \times 10^8 / 1,200 = 820,000; X_m^2 = 205,000$$

$$H = (148,000 + 820,000)^{0.5} - 385/2 = 600/2 = 300$$

$$t_e = (560,000 - 205,000)^{0.5}/20 = 598/20 = 29.9$$

Como aquí checaron el t_e supuesto y el calculado se ti
ne ya la altura del quemador que es de 300 ft.

$$\therefore H = 300 \text{ ft}$$

Cálculo de los límites de seguridad alrededor del quemador tomando en --
cuenta la velocidad del viento.

$$Y = (X^2 - [H + (X_m - H) \cos \theta]^2)^{0.5} + (X_m - H) \sin \theta$$

Y = distancia radial a la base de la chimenea

$$U_w = 20 \text{ miles/hr} = 20 \times 5280/3600 = 29.3 \text{ ft/seg.}$$

$$t_g = U_w/U \text{ (Ver fig. 1-1)}$$

$$t_g = 29.3/151 = 0.194 \text{ s. } \theta = 11^\circ \text{ (} \theta = \text{ ángulo de inclinación de -}$$

la flama)

$$\theta = 11^\circ \quad \cos \theta = 0.9816, \quad \sin \theta = 0.1908$$

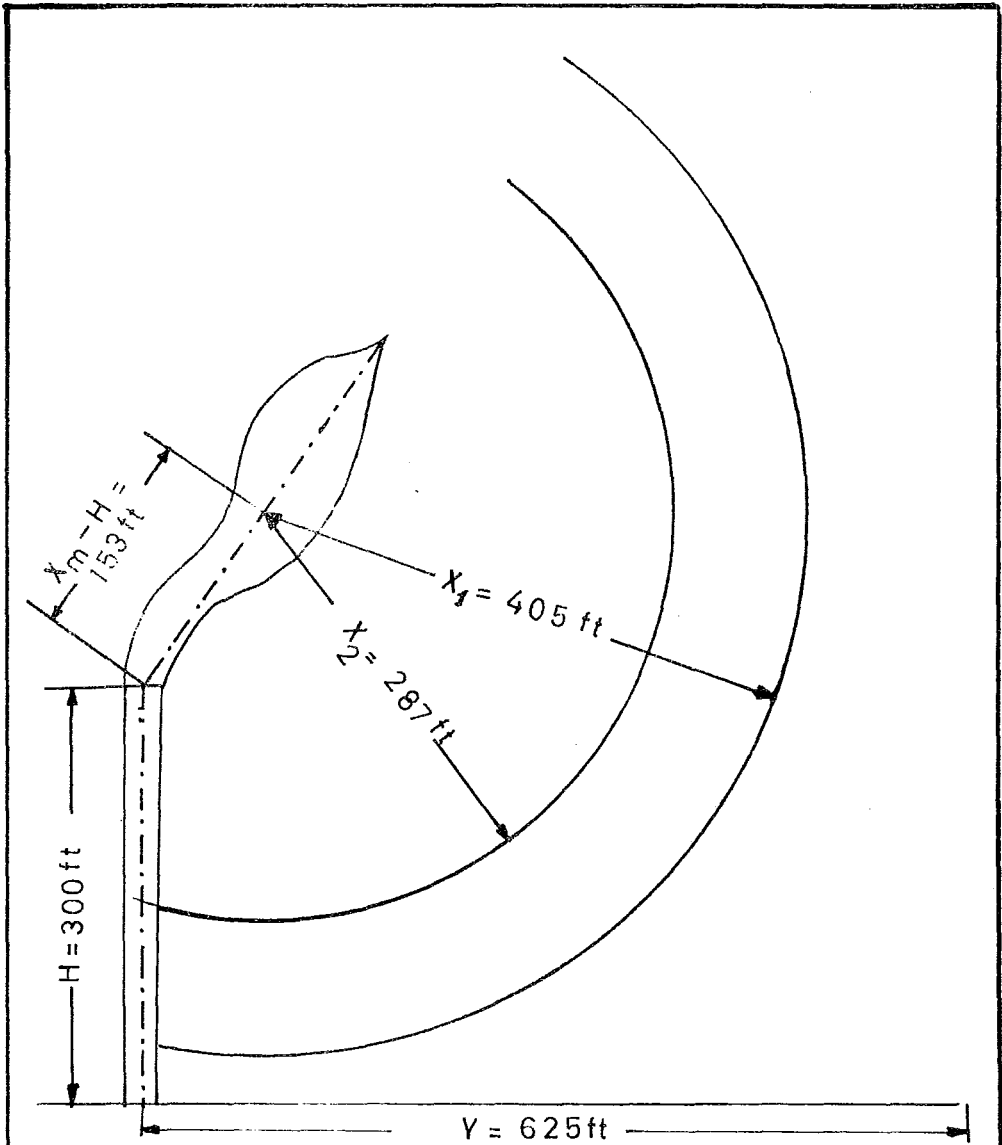
La longitud de la flama se considera igual, ya que la ve
locidad del viento comparada con la velocidad de los gases de salida es -
muy pequeña.

Cálculo de X_m en estas condiciones

$$X_m = [300(300 + 384)]^{0.5} = (300 \times 684)^{0.5} = 453 \text{ ft}$$

$$X_m = 453 \text{ ft}$$

$$X_m - H = 453 - 300 = 153 \text{ ft}$$



TESIS PROFESIONAL	
ALTERNATIVA N° 1	DIBUJO N° 1-5
LIMITES DE SEGURIDAD	
ACOTACION : SIN	ESCALA : SIN

$$[H + (X_m - H) \cos \theta]^2 = (300 + (153 \times 0.916))^2 = 204,000 \text{ ft}^2$$

substituyendo en la fórmula de Y

$$Y = (560,000 - 204,000)^{0.5} + 153 \times 0.1908 = (356,000)^{0.5} + 29.2 = 625$$

$$Y = 625 \text{ ft}$$

Esta distancia es el límite de seguridad alrededor de la chimenea, a partir de la base de ésta, en el cual una persona ya no siente ningún efecto de la flama.

Cálculo de la protección requerida por el equipo y por el personal de operación.

Para el personal de operación se tiene que:

$$q = 1,500 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ (calor que puede soportar el personal de operación por tiempo determinado)}$$

$$X^2 = 2.46 \times 10^8 / 1,500 = 164,500 \text{ ft}^2$$

$$X = (164,500)^{0.5} = 405 \text{ ft} \text{ (} X_1 = \text{ Distancia radial a partir del centro de la flama hasta donde la intensidad sea } 1,500 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{)}$$

$$X_1 = 405 \text{ ft}$$

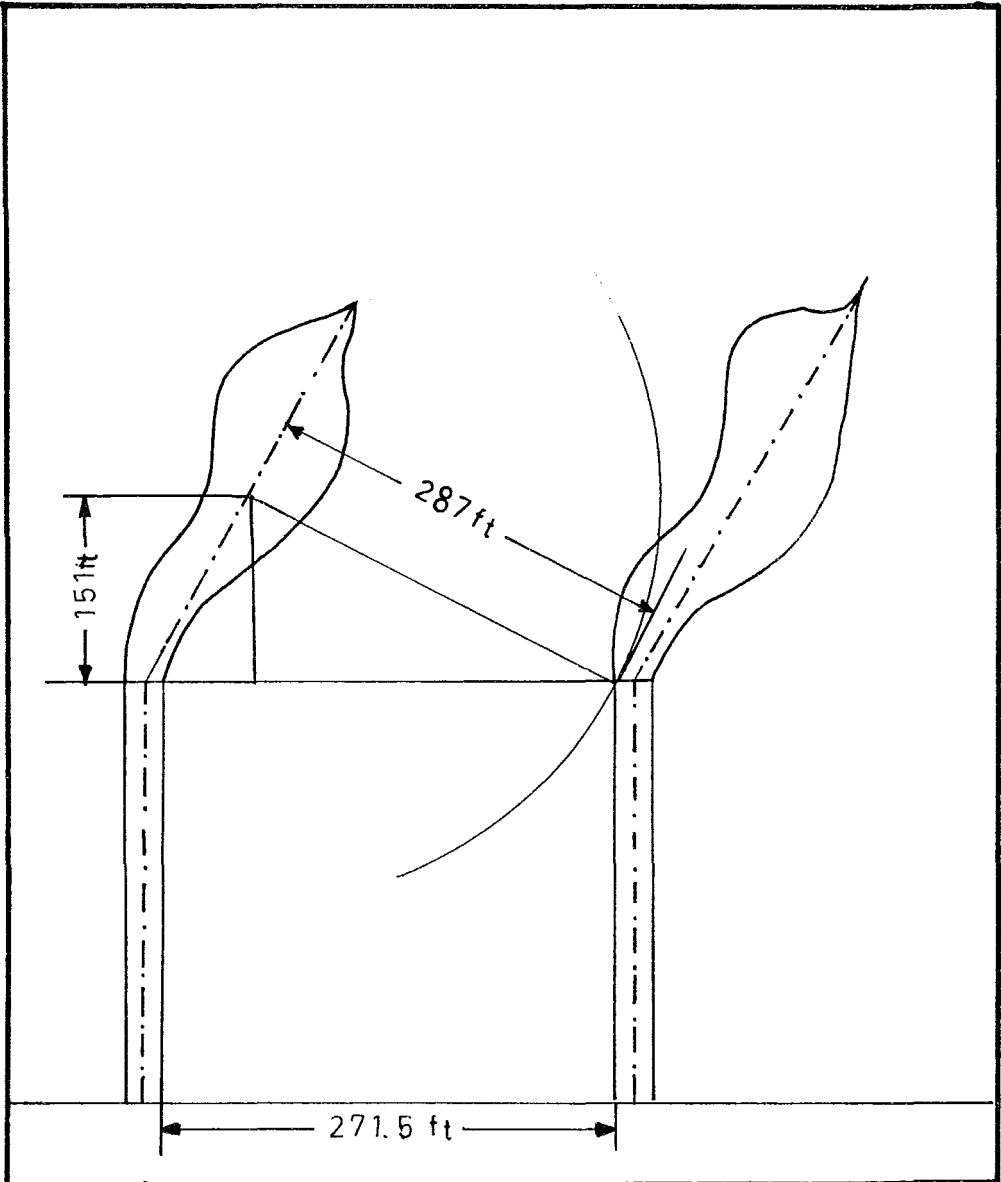
Para el equipo se tiene: (Ver dibujo 1-5)

$$q = 3,000 \text{ Btu/hr ft}^2$$

$$X^2 = 2.46 \times 10^8 / 3,000 = 82,200; X = (82,200)^{0.5} = 287 \text{ ft}$$

$$X_2 = 287 \text{ ft}$$

$$X_2 = \text{ Distancia radial a partir del centro de la flama hasta donde la intensidad sea } 3,000 \text{ Btu/hr ft}^2$$



TESIS PROFESIONAL	
ALTERNATIV N° 1	DIBUJO N° 1-6
DISTANCIA ENTRE QUEMADORES	
ACOTACION : SIN	ESCALA : SIN

Cálculo de la distancia entre quemadores. (Ver dib. 1-6)

$$\begin{aligned} \text{Distancia} &= (287^2 - 151^2)^{1/2} + 27.5 \\ &= (59600)^{1/2} + 27.5 \end{aligned}$$

$$\text{Distancia} = 244 + 27.5$$

$$\text{Distancia} = 271.5 \text{ ft}$$

. * . La distancia entre los quemadores es de 271.5 ft.

Cálculo del vapor requerido para una combustión sin humo (Wstm) (Método Soen Tan)

$$W_{stm} = W_{hc} (0.68 - 10.8/M), \text{ en lb/hr}$$

M = Peso Molecular

0.68 y 10.8 = son parámetros que tienen su explicación en el siguiente párrafo.

W_{hc} = Gasto de hidrocarburo por cada quemador (lb/hr)

W_{stm} = Gasto de Vapor (lb/hr)

Los productos principales al quemar un hidrocarburo con aire, son vapor de agua y bióxido de carbono. Mientras más alto sea el peso molecular del hidrocarburo, menor es la relación de vapor de agua, a bióxido de carbono y consecuentemente mayor la tendencia a la formación de humo. Ahora bien, si se puede mantener constante esta relación por medio de la inyección de vapor de agua, la cantidad de vapor de agua necesaria para reducir al máximo la formación de humo, se puede deducir en -

base a una relación de vapor de agua a bióxido de carbono, de 0.7 por medio de la ecuación anterior.

En esta ecuación se toma el 20% del gasto total que maneja un solo quemador como base para calcular el vapor requerido para una combustión sin humo, debido a que estadísticamente se ha observado este porcentaje cubre casi la totalidad de las incidencias de relevo.

La fórmula se transforma en:

$$W_{stm} = 0.2 W_{hc} (0.68 - 10.8/m), \text{ en lb/hr.}$$

$$W_{hc} = 1'253,000/3 = 418,000 \text{ lb/hr}$$

$$W_{stm} = 0.2 \times 418,000 (0.68 - 10.8/63)$$

$$W_{stm} = 0.2 \times 418,000 (0.68 - 0.1715)$$

$$W_{stm} = 83,600 (0.5085)$$

$$W_{stm} = 42,400 \text{ lb/hr}$$

$$W_{stm} = 42,400 \text{ lb/hr}$$

Cálculo de la presión necesaria en la base de la chimenea.

Según el método de Soen H. Tan se puede emplear las fórmulas siguientes:

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K.$$

$$(P_2/P_0/G/G_{cni})N = 247 P_2 d^2/W(M/T_0)^{0.5}$$

Nota 1: Los cálculos de tubería que se hacen en esta tesis consideran flujo

isotérmico.

En las fórmulas anteriores se tiene que:

N = coeficiente total de fricción en una tubería circular, adimensional.

L = Longitud de la tubería, en ft.

d = diámetro de la tubería, en in.

ΣK = coeficiente total de fricción para todos los accesorios de la tubería - considerada, adimensional.

En la fórmula de N también se tiene:

$$0.27 L/d^{1.23} = 4f_1 L/D_r \text{ donde:}$$

0.27, 1.23 y 4 son constantes.

f_1 = factor de Fanning debido a la fricción.

D_r = diámetro de la tubería, en ft.

Además, en la misma fórmula de N se tiene:

$$\Sigma K = 0.023 L_e/d^{0.23} \text{ donde:}$$

0.023 y 0.23 son constantes.

L_e = longitud equivalente total de los accesorios considerados, en ft.

En la fórmula de $(P_2/P_0/Gr/C_{rni})_N$ se tiene:

P_2 = presión en el extremo corriente abajo de la tubería considerada, en - psía.

P_0 = presión en el extremo corriente arriba de la tubería considerada, en psía.

G = masa velocidad del gas, en lb/seg ft².

G_{cni} = masa velocidad máxima del gas en una tubería dada, en lb/seg ft².

O sea, cuando se tiene flujo sónico.

W = gasto en masa, en lb/hr.

M = peso molecular, en lb/lb mol.

T_o = temperatura del gas en el extremo corriente arriba de la tubería, en °R.

247 = constante que ya incluye a la constante general para el estado gaseoso.

Datos:

$L = 300$ ft

$d = 3.26$ ft = 39.12 in.

$\Sigma K = 2$ (porque se cuenta con dos expansiones)

$P_2 = 11.3$ psía.

$M = 63$ lb/lb mol

$T_o = 720$ °R.

Sustituyendo datos se tiene:

$$N = 0.27 \times 300/39.12^{1.23} + 2 = 0.88 + 2 = 2.88$$

$$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N = 247 \times 11.3 \times (39.2)^2 / 418,000 (63/720)^{\frac{1}{2}} = 10.25 \frac{1}{(0.0875)^{\frac{1}{2}}}$$

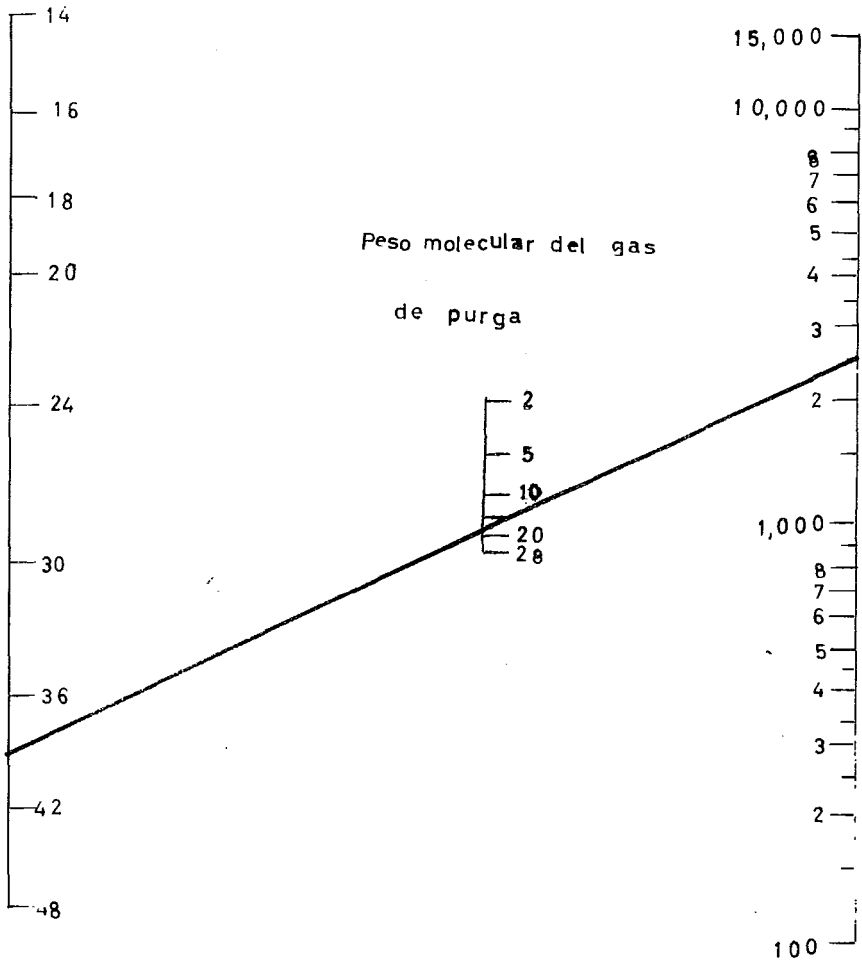
$$= 3.04$$

De la figura 1-7 con N y $(P_2/P_o/G/G_{cni})_N$

tenemos que:

Diametro del tiro
en pulgadas

Velocidad del gas de
de purga en ft^3/hr



TESIS PROFESIONAL

ALTERNATIVA N° 1

DIBUJO N° 1-2

ACOTACION: SIN

ESCALA: SIN

$$P_2/P_o = 0.94; P_o = 11.3/0.94 = 12 \text{ psía}$$

$$\underline{P_o \text{ (Presión en la base del quemador) } = 12 \text{ psía}}$$

$$N = 2.88$$

$$\begin{aligned} P_2/P_o/G/G_{cni})_N &= 247 \times 11.3 \times 39.12^2/418,000 (63/720)^{0.5} \\ &= 10.25 (0.0875)^{0.5} = 3.04 \end{aligned}$$

$$P_2/P_o/G/G_{cni})_N = 3.04$$

De la fig. 1-7 con N y $(P_2/P_o/G/G_{cni})_N$ se tiene:

$$P_2/P_o = 0.94 \text{ o sea } P_o = 0.94/P_2 \text{ y sustituyendo } P_o,$$

$$P_o = 0.94/11.3 = 12 \text{ psía.}$$

$P_o = 12 \text{ psía}$, presión en la base del quemador.

Cálculo del Gas de purga necesario (Método, Soen Tan.)

Considerando vapor de agua como gas de purga.

En el dibujo 1-2 con los datos $d = 3.76 \text{ ft} \times 12 = 39.2 \text{ in.}$

$$M_{\text{agua}} = 18, \text{ se lee } W_{\text{purga}} = 2500 \text{ ft}^3/\text{hr.}$$

$$W_{\text{purga}} = 2500 \text{ ft}^3/\text{hr}$$

Cálculo del Ramal IX

Se calcula este ramal para conocer una de las presiones -

extremas del cabezal principal:

Datos: $W = 418,000 \text{ lb/hr}$; $T_o = 260^\circ\text{F}$; $M = 63$

$P_{q3} = \text{Pres. en la base del quemador} = 12 \text{ psía.}$

$L = \text{longitud de tubería} = 136 \text{ pies.}$

Incógnitas: $d = ?$; $P_{LIX} = \text{Presión en la Línea} = P_o$ (Por ser la presión corriente arriba).

Método de Cálculo: Lapple y Soen Tan (Ref. Hydrocarbon Processing Reprinted - 1968 (10))

Se supone un diámetro de 24"

$$\begin{aligned} (P_2/P_o/G/G_{cni})_N &= 247 \times P_2 \times d^2/W \quad (M/T_o)^{0.5} \\ &= 247 \times 12 \times 24^2/418,000 \quad (63/720)^{0.5} \\ &= 4.11 \times 0.295 = 1.22 \end{aligned}$$

$$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N = \underline{\underline{1.22}}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K; \quad \Sigma K = 0.78 \quad (\text{Ref. flow of fluids.- Crane. -- Technical Paper 410})$$

$$N = 0.27 \times 136/24^{1.23} + 0.78 = 36.7/50 + 0.78 = 0.735 + 0.78 = 1.515$$

$$N = \underline{\underline{1.515}}$$

De la figura 1-7 con $(P_2/p_o/G/G_{cni})_N$ y N se obtiene:

$$P_2/P_o = 0.85; \quad P_o = 12/0.85 = 14.1$$

$P_o = P_{LIX} = \underline{\underline{14.1}} \text{ Psia.}$ Con este diámetro de 24" la caída de presión es muy grande y no es útil, en consecuencia probamos ahora con un diámetro mayor:

Se supone un Diám. de 26":

$$(P_2/P_o/G/Gcni)_N = 247 \times 12 \times 26^2/418,000 \times (63/720)^{0.5} = 48 \times 0.295$$

$$= \underline{\underline{1.41}}$$

$$N = 0.27 \times 136/26^{1.23} + \Sigma K = 36.7/54.5 = 0.67 + 0.78 = \underline{\underline{1.45}}$$

De la gráfica 1-7 $P_2/P_o = 0.88$. . $P_o = 12/0.88 = \underline{\underline{13.65}}$. Aquí la caída de presión sigue muy grande, así que se prueba otro diámetro.

Se supone un Diám. de 30":

$$P_2/P_o/G/Gcni)_N = 247 \times 12 \times 30^2/418,000 (63/720)^{0.5} = \underline{\underline{1.89}}$$

$$N = 0.27 \times 136/30^{1.23} + \Sigma K = 0.27 \times 136/65.3 + 0.78 = 36.7/65.3$$

$$+ 0.78 = 0.561 + 0.78 = \underline{\underline{1.34}}$$

Del dibujo 1-7 $P_2/P_o = 0.94$. . $P_o = 12/0.94 = 12.75$. Se acepta esta presión, ya que la caída de la misma esta dentro de límites razonables.

$$. . P_{LIX} = 12.75 \text{ Psia}$$

$$. . \text{Diám. del Ramal IX} = 30 \text{ pulgadas.}$$

Cálculo del ramal I:

Este se calcula en segundo lugar, con el objeto de conocer la otra presión extrema del cabezal principal y poder ya diseñar este.

Datos: $W = 380,000 \text{ lb/hr}$; $T_o = 220^\circ\text{F} = 680^\circ\text{R}$; $M = 63 \text{ lb/lbmol}$

$$P_{p1} = \text{Pres de salida en la planta 1} = 21.3 \text{ Psia} = P_o$$

$$L = 66 \text{ pies}$$

Incógnitas: $d = ?$; $P_{LI} = ?$ ($P_{LI} = P_2$)

se tantea un diámetro de 24"

$$(G/G_{cni})_N = W/247 P_o d^2 (T_o/M)^{0.5}$$

$$= 380,000/247 \times 21.3 \times 24^2 (680/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.409}}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K = 0.27 \times 66/24^{1.23} = 17.8/50 + 1 = 0.356 + 1$$

$$= \underline{\underline{1.356}}$$

$$\Sigma K = 1$$

Del dibujo 1-7 con $(G/G_{cni})_N$ y N se lee P_2/P_o

$P_2/P_o = 0.96$. . $P_2 = 21.3 \times 0.96 = \underline{\underline{20.45}}$. Se acepta esta presión y en consecuencia, el diámetro es de 24".

$$\therefore P_{LI} = 20.45 \text{ Psia}$$

$$\text{Diám. de Ramal}_1 = 24"$$

Cálculo del Diámetro del Cabezal Principal a partir de P_{LIX} y P_{LI} .

Datos: $W = 1'253,000 \text{ lb/hr}$; $T_o = 720^\circ R$; $M = 63$

$$P_{LIX} = P_2 = 12.75 \text{ Psia}$$

$$P_{LI} = P_o = 20.45 \text{ Psia}$$

En este caso se conocen las dos presiones extremas y solo falta conocer el diámetro, para lo cual se sigue un procedimiento de tanteos.

Se tantea primero para 48":

$$\begin{aligned}
 P_2/P_0/G/G_{cni})_N &= 247 \times P_2 \times d^2/W (M/T_0)^{0.5} \\
 &= 297 \times 12.75 \times 48^2/1'253,000 (63/720)^{0.5} \\
 &= 5.79(0.295) = \underline{1.71}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N &= 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K; \text{ pero } \Sigma K = 0.023 \Sigma L_{eq}/d^{0.23} = 0.023 \times 150/2.44 \\
 &= 1.415
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N &= 0.27L/d^{1.23} + 0.023 L_{eq}/d^{0.23} = 0.27 \times 5308/48^{1.23} = 1435/117.5 \\
 &+ 1.415
 \end{aligned}$$

$$N = 12.25 + 1.415 = \underline{13.665}$$

$$\text{Del dibujo 1-7 } P_2/P_0 = 0.6 \text{ . . . } P_0 = P_2/0.6 = 12.75/0.6 = \underline{20.45}$$

Esta presión checa perfectamente con P_0 real en consecuencia se acepta un diámetro de 48".

Diámetro del Cabezal Principal = 48"

Cálculo de las presiones en cada una de las uniones de los ramales con el cabezal principal.

TABLA DE DATOS Y RESULTADOS

Po(psias)	W(lb/hr)	T(°R)	(G/Gcni) _N	L(ft)	ΣK	N	P ₂ (psias)
P _{L I} =20.45	380,000	680	0.1075	100.0	0.2	0.4300	P _{L V I} =20.40
P _{L V I} =20.40	405,000	750	0.1210	550.0	0.2	1.1165	P _{L I V} =20.10
P _{L I V} =20.10	460,500	730	0.1370	70.0	0.2	0.1815	P _{L V} =20.00
P _{L V} =20.00	565,000	740	0.1700	140.0	0.2	0.5230	P _{L II-III} 19.80
P _{L II-III} 19.80	1253,000	720	0.3755	4,142.4	0.5	10.0300	P _{L V II} =13.27
P _{L V II} =13.27	1253,000	720	0.5570	32.9	0.2	0.2760	P _{L X I} =13.00
P _{L X I} =13.00	836,000	720	0.3820	239.4	0.2	0.7500	P _{L V III} =12.87
P _{L V III} =12.87	836,000	720	0.3850	16.4	0.2	0.2376	P _{L X} =12.80
P _{L V III} =12.87	418,000	720	0.1920	16.4	0.2	0.2376	P _{L X} =12.84
P _{L X} =12.82	418,000	720	0.1930	16.4	---	0.0376	P _{L I X} =12.75

Po: indica las presiones corriente arriba

P₂: indica las presiones corriente abajo

Los resultados de esta tabla, se obtuvieron así:

Cálculo de P_{L V I} a partir de P_{L I}

$$\begin{aligned}
 (G/Gcni)_N &= W/247 \times P_o \times d^2 (T_o/M)^{0.5} = 380,000/247 \times 20.45 \times 48^2 (680/63)^{0.5} \\
 &= 0.0328 \times 3.28 = \underline{\underline{0.1075}}
 \end{aligned}$$

$$N = 0.276/d^1 \cdot 23 + \Sigma K = 0.27 \times 100/117.5 + 0.2 = 0.23 + 0.2 = 0.43$$

Del dibujo 1-7 $P_2/P_o = 0.998$. . . $P_{LVI} = 20.45 \times 0.998 = 20.40$

. . . $P_{LVI} = 20.4$ psia

Cálculo de P_{LIV} a partir de P_{LVI} :

$$P_2 = P_{LIV}; P_o = P_{LVI} = 20.4$$

$$(G/G_{cni})_N = 405,000/247 \times 20.4 \times 48^2 (750/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.121}}$$

$$N = 0.27 \times 550/117.5 + 0.2 = 1.265 + 0.2 = \underline{\underline{1.465}}$$

Del dibujo 1-7 $P_{LIV}/P_{LVI} = 0.985$. . . $P_{LIV} = 20.4 \times 0.985 = \underline{\underline{20.10}}$

. . . $P_{LIV} = 20.1$ Psia

Cálculo de P_{LV} a partir de P_{LIV} :

$$P_o = P_{LV} = 20.1; P_2 = P_{LV} = ?$$

$$(G/G_{cni})_N = 460,500/247 \times 20.1 \times 48^2 (730/63)^{0.5} = 0.0403 \times 3.4 = \underline{\underline{0.137}}$$

$$N = 0.27 \times 70/117.5 + 0.2 = 0.1615 + 0.2 = \underline{\underline{0.1815}}$$

Del dibujo 1-7 $P_2/P_o = 0.98$. . . $P_2 = P_{LV} = 0.98 \times 20.1 = 20.00$

. . . $P_{LV} = 20.0$ psia

Cálculo de $P_{LII-III}$ a partir de P_{LV} ; $P_o = P_{LV} = 20.0$, $P_2 = P_{LII-III} = ?$

$$(G/G_{cni})_N = 565,000/247 \times 20 \times 48^2 (730/63)^{0.5} = 0.0446 \times 3.42 = \underline{\underline{0.17}}$$

$$N = 0.27 \times 140/117.5 + 0.2 = 0.323 + 0.2 = \underline{\underline{0.523}}$$

Del dibujo 1-7 $P_2/P_o = 0.99$. * . $P_2 = 0.99 \times 20.0 = 19.8$

$P_{LII-III} = 19.8$ psia

Cálculo de P_{LVII} a partir de $P_{LII-III}$:

$P_o = P_{LII-III} = 19.8$ $P_2 = P_{LVII} = ?$

$$(G/G_{cni})_N = 1'253,000/247 \times 19.8 \times 48^2 \times (720/63)^{0.5} = 0.1119 \times 3.36$$

$$= \underline{\underline{0.3755}}$$

$$N = 0.27 \times 4142.4/117.5 + 0.5 = 9.53 + 0.5 = \underline{\underline{10.03}}$$

$$N = 0.27 \times 4142.4/117.5 + 0.5 = 9.53 + 0.5 = \underline{\underline{10.03}}$$

De la grafica 1, $P_2/P_o = 0.67$. * . $P_2 = 0.67 \times 19.8 = 13.27$

$P_{LVII} = 13.27$ psia

Cálculo de P_{LXI} a partir de P_{LVII}

$P_o = P_{LVII} = 13.27$; $P_2 = P_{LXI} = ?$

$$(G/G_{cni})_N = 1'253,000/569,088 \times 13.27 \times 3.36 = 7.42/13.27 = \underline{\underline{0.553}}$$

$$N = 0.27 \times 33/117.5 + 0.2 = 8.9/117.5 + 0.2 = 0.0761 + 0.2 = \underline{\underline{0.276}}$$

$$P_2/P_o = 0.98; P_2 = 0.98 \times 13.27 = 13.00$$

. * . $P_{LXI} = 13.00$ psia

Cálculo de P_{LVIII} a partir de P_{LXI} :

$$P_0 = P_{LXI} = 13 ; P_2 = P_{LVIII} = ?$$

$$(G/G_{cni})_N = 836,000/247 \times 13 \times 48^2 \times 3.36 = \underline{\underline{0.382}}$$

$$N = 0.27 \times 239.4/117.5 + 0.2 = 0.55 + 0.2 = \underline{\underline{0.75}}$$

$$\text{Del dib. 1-7 } P_2/P_0 = 0.99 \therefore P_2 = 0.99 \times 13 = 12.87$$

$$\therefore P_{LVIII} = 12.87 \text{ psia}$$

Cálculo de P_{LX} a partir de P_{LVIII} sin usar el quemador 2:

$$P_0 = P_{LVIII} = 12.87; P_2 = P_{LX} = ?$$

$$(G/G_{cni})_N = 836,000/247 \times 12.87 \times 48^2 \times 3.36 = \underline{\underline{0.385}}$$

$$N = 0.27 \times 16.4/117.5 + 0.2 = 0.0376 + 0.2 = \underline{\underline{0.2376}}; \text{ de la gráf. 1-7}$$

$$P_2/P_0 = 0.995 \therefore P_{LX} = 12.87 \times 0.995 = \underline{\underline{12.8}}$$

Cálculo de P_{LX} a partir de P_{LVIII} usando el quemador 2:

$$P_0 = P_{LVIII} = 12.87; P_2 = P_{LX} = ?$$

$$(G/G_{cni})_N = 418,000/247 \times 12.87 \times 48^2 \times (720/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.192}}$$

$$N = 0.2376; P_2/P_0 = 0.998 \therefore P_{LX} = 12.87 \times 0.998 = \underline{\underline{12.84}}$$

P_{LX} puede ser cualquiera de estas dos presiones dependiendo de si trabaja o no el quemador 2

En base a esto, se emplea una presión promedio de estas dos, para mayor exactitud en el cálculo.

$$\bullet \bullet P_{LX} = P_{LXa} + P_{LXb}/2 = (12.8 + 12.8)/2 = 12.82$$

$$\bullet \bullet P_{LX} = 12.82 \text{ psia}$$

Cálculo de P_{LIX} a partir de P_{LX} :

$$P_0 = P_{LX} = 12.82 ; P_2 = P_{LIX} = ?$$

$$(G/Gcni)_N = 418,000/247 \times 12.82 \times 48^2 \times (720/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.193}}$$

$$N = 0.27 \times 164/117.5 + 0 = \underline{\underline{0.0376}}$$

$$\text{Del dib. 1-7 } P_2/P_0 = 0.999 ; P_2 = 12.75.$$

$$P_{LIX} = 12.75 \text{ psia.}$$

Esta presión P_{LIX} calculada en base a las presiones a lo largo de todo el cabezal principal, se ajusta perfectamente a la presión P_{LIX} calculada a partir del quemador.

Cálculo de los Ramales Secundarios.

Cálculo del Ramal X: $d = ?$

$$\text{Datos: } W = 418,000 \text{ lb/hr; } P_{LX} = 12.82 = P_0; T = 720^\circ R$$

$$L = 375.4 \text{ ft} \quad P_{qR} = 12.00 = P_2; M = 63$$

Se sigue un procedimiento de tanteos en base al método de cálculo de Lapple y Soen H. Tan.

$$\text{Tanteo con } d = 30''$$

$$P_2/P_o / (G/G_{cni})_N = 247 \times P_2 \times d^2 / W \quad (M/T_o)^{0.5} = 247 \times 12 \times 30^2 / 418,000$$

$$(63/720)^{0.5} = \underline{\underline{1.90}}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \sum K; \sum K = 0.33 \text{ (por un codo)} + 0.76 \text{ (por la T de entrada)}$$

$$\sum K = 1.09$$

$$N = 0.27 \times 375.4/30^{1.23} + 1.09 = \underline{\underline{2.64}}$$

Del dibujo 1-7 $P_2/P_o = 0.885$. . . $P_o = 12/0.885 = 13.59$. Se debía llegar a $P_o = 12.82$, en consecuencia este diámetro no checa.

En esta forma se hacen los tanteos hasta llegar al diámetro correcto, como se ve en la tabla:

d (in)	$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N$	N	P_2/P_o	$P_o(\text{Calc.})$	$P_o(\text{real})$
30	1.90	2.64	0.885	13.59	$\neq 12.82$
34	2.43	2.29	0.920	13.05	$\neq 12.82$
36	2.72	2.14	0.935	12.82	$= 12.82$

SE ACEPTA EL $d = \underline{\underline{36 \text{ in}}}$

Cálculo del Ramal VIII; $d = ?$

Datos: $W = 418,000 \text{ lb/hr}$; $P_{LVIII} = 12.87 = P_o$, $T = 720^\circ R$ $L_{ovg} = 136 \text{ ft.}$

$$P_{Q2} = 12.00 = P_2, M = 63$$

Se tantea con 30":

$$P_2/P_o/(G/G_{cni})_N = 247 \times 12 \times 30^2 / 418,000 (63/720)^{0.5} = 6.42 \times 0.295$$

$$= \underline{\underline{1.895}}$$

$$N = 0.27 \times 136 / 30^{1.23} + 0.68 = 0.562 + 0.68 = \underline{\underline{1.242}}$$

Del dibujo 1-7 $P_2/P_o = 0.940$. . . $P_o = 12/0.940 = 12.75$. Aquí se debía llegar a $P_o = 12.87$, en consecuencia no checka el diámetro supuesto.

Se siguen los tanteos como se ve en la tabla hasta llegar al diámetro correcto.

d (in)	$(P_2/p_o/G/G_{cni})_N$	N	P_2/P_o	$P_o(\text{calc.})$	$P_o(\text{real})$
30	1.895	1.242	0.955	12.75	$\neq 12.87$
29	1.770	1.241	0.933	12.85	$\cong 12.87$

SE ACEPTA EL $d = \underline{\underline{29 \text{ in}}}$

Cálculo del Ramal XI: $d = ?$

Datos: $W = 418,000 \text{ lb/hr}$; $P_{LXI} = 13 = P_o$; $T_o = 720^\circ R$

$$P_{qR} = 12 = P_2; M = 63 \quad \text{Long} = 136 \text{ ft.}$$

Se tantea con 26"

$$P_2/P_o/(G/G_{cni})_N = 247 \times 12 \times 26^2 / 418,000 \times (63/720)^{0.5} = 4.8 \times 0.295 = 1.41$$

$$N = 0.27 \times 136 / 26^{1.23} + 0.68 = 36.7/54.5 + 0.68 = \underline{\underline{1.35}}$$

del dib. 1-7 $P_2/P_o = 0.883$. . . $P_o = 12/0.883 = 13.6$. Se debía llegar a $P_o = 13$, en consecuencia no checka este diámetro.

De esta forma se siguen los tanteos hasta llegar al resultado correcto.

d (in)	$(P_2/P_o/G/Gcni)_N$	N	P_2/P_o	Po(Calc.)	Po (real)
26	1.41	1.35	0.883	13.60	± 13.0
28	1.65	1.269	0.915	13.18	± 13.0
29	1.76	1.241	0.920	13.04	$\cong 13.0$

SE ACEPTA EL $d = \underline{\underline{29 \text{ in}}}$

Cálculo del Ramal VII $d = ?$

Datos: $W = 418,000 \text{ lb/hr}$; $P_{LVII} = 13.27 = P_o$; $T_o = 720^\circ \text{R}$

$$P_{q1} = 12 = P_2 ; M = 63 ; \text{Long} = 136 \text{ ft}$$

se tantea con 29"

$$P_2/P_o/(G/Gcni)_N = 247 \times 12 \times 29^2 / 418,000 \times (63/720)^{0.5} = \underline{\underline{1.75}}$$

$$N = 0.27 \times 136 / 29^{1.23} + \Sigma K = 36.7 / 63.1 + 0.68 = \underline{\underline{1.24}}$$

Del dib. 1-7 $P_2/P_o = 0.92$. . . $P_o = 13.04$. Aquí se debía llegar a $P_o = 13.27$, en consecuencia no - chesca

Se siguen los tanteos hasta conocer el Diámetro correcto:

d (in) $(P_2/P_o/G/Gcni)_N$	N	Po(calc.)	Po (real)
29	1.75	1,240	\neq 13.27
28	1.65	1,269	\cong 13.27
27	1.53	1,350	\neq 13.27

SE ACEPTA EL $d = \underline{\underline{28 \text{ in}}}$

Cálculo del Ramal II-III: $d = ?$

Datos: $W = 688,000 \text{ lb/hr}$; $T_o = 685^\circ\text{R}$; $M = 63$; $P_{LII-III} = 19.8 \text{ Psia}$.

Para dimensionar el cabezal II-III es necesario conocer - las dos presiones extremas de este cabezal. Se conoce $P_{LII-III}$, pero se ignora P_{LII} , la cual se calcula dimensionando el Ramal (II).

Cálculo del Ramal II: $d = ?$ y $P_{LII} = ?$

Datos: $W = 388,000 \text{ lb/hr}$; $P_{p2} = 10 \text{ Psig} = 21.3 \text{ Psia} = P_o$; $T_o = 685^\circ\text{R}$

$$P_{LII} = ? = P_2$$

Se sigue el Método de Tanteos:

Se tantea para 24" de Diámetro:

$$(G/Gcni)_N = W/247 P_o d^2 (T_o/M)^{0.5} = 388,000/247 \times 21.3 \times 24^2 (685/63)^{0.5}$$

$$= \underline{\underline{0.421}}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \sum K = 0.27 \times 61/24^{1.23} + \sum K = (0.27 \times 61/50) + 1 = 1.33$$

del dibujo 1-7 $P_2/P_o = 0.95$. . . $P_2 = 0.95 \times 21.3 = \underline{\underline{20.235}}$

Con este diámetro de 24" hay demasiada caída de presión,

así que no es útil. Se busca entonces un diámetro que dé una caída de presión pequeña y se tantea hasta encontrar este diámetro deseado:

La tabla siguiente muestra los tanteos realizados para llegar al Diámetro deseado.

d (in)	$(G/G_{cni})_N$	N	P_2/P_o	P_2 (Psia)	P(Psia)
24	0.421	1.330	0.9500	20.235	1.065
28	0.310	1.273	0.9694	20.600	0.700
30	0.270	1.251	0.9806	20.900	0.400
32	0.237	1.232	0.9838	20.980	0.32

Por lo tanto se acepta el $d = \underline{\underline{32 \text{ in}}}$

Cálculo del Diámetro del Ramal II-III: $d = ?$

Datos: $W = 688,000 \text{ lb/hr}$; $P_{LII} = 20.98 = P_o \text{ Psia}$; $T_o = 730^\circ R$

$P_{LII-III} = 19.80 = P_2 \text{ Psia}$; $M = 63$; $L = 833 \text{ ft.}$

Se sigue un Método de Tanteos.

Tanteo para 40"

$$P_2/P_o / (G/G_{cni})_N = 247 \times 19.8 \times 40^2 / 688,000 (63/730)^{0.5} = \underline{\underline{3.37}}$$

$$N = 0.27 \times 833 / 40^{1.23} + \Sigma K = 2.405 + \Sigma K$$

$$\Sigma K = 0.21 (\text{Por Lat}) + 0.31 (\text{Por el Codo}) + 1 (\text{por la expansión}) = 1.52$$

$$N = 2.405 + 1.52 = \underline{\underline{3.925}}$$

$P_2/P_o = 0.933$. . $P_o = 19.8/0.933 = 21.22$. Aquí se debía llegar a --
 $P_o = 20.98$; en consecuencia
 no se acepta este diámetro.

Se siguen los tanteos hasta encontrar el Diámetro:

d (in)	$(P_2 P_o / G / G_{cni})_N$	N	Po(calc.)	Po(real)
40	3.37	3.925	21.22	$\neq 20.98$
42	3.70	4.100	20.90	$= 20.98$

Se acepta $d = \underline{\underline{42 \text{ in}}}$

Cálculo del Ramal III :

Primero se tiene que calcular P_{LIII} a partir de P_{LII} a lo largo del cabezal II-III para poder dimensionar después el diámetro del ramal III en base a dos presiones (P_{PIII} y P_{LIII}).

Cálculo de P_{LIII} a partir de P_{LII} :

$$P_o = P_{LII} = 20.98 \text{ Psia}; W = 388,000 \text{ lb/hr}; T_o = 685^\circ\text{R}; M = 63$$

$$P_2 = P_{LIII} = ? \quad L = 61 \text{ ft.} \quad d = 42''$$

$$(G/G_{cni})_N = 388,000/247 \times 20.98 \times 42^2 (685/63)^{0.5} = 0.04245 \times 3.29 = \underline{\underline{0.1395}}$$

$$N = 0.27 \times 61 / 99.19 + \sum K = 0.1655 + 0.2 = \underline{\underline{0.3655}}$$

$$\text{Del dib. 1-7 } P_2/P_o = 0.998 \text{ . . } P_2 = 20.98 \times 0.998 = 20.93$$

$$\text{. . } P_{LIII} = 20.93$$

Cálculo del Diámetro del Ramal III: $d = ?$

Datos: $W = 300,000 \text{ lb/hr}$ $P_{LIII} = 20.93 \text{ Psia} = P_2$; $T_o = 160^\circ\text{R}$ $L = 61$

$P_{p3} = 21.3 \text{ Psia} = P_o$; $M = 63$

se sigue el método de tanteos:

se tantea con 32"

$$(G/G_{cni})_N = 300,000/247(21.3)(32)^2 \times (760/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.1835}}$$

$$N = 0.27 \times 61/71 + \Sigma K = 0.232 + 1 = \underline{\underline{1.232}}$$

De el dib. 1-7 $P_2/P_o = 0.987$. $P_2 = 0.987 \times 21.3 = 21.02$, esta presión debía dar 20.93 psia, en consecuencia no se acepta este diámetro, se tantea con un diámetro más chico, hasta encontrar la presión deseada.

En la tabla siguiente se encuentran los tanteos efectuados:

$d \text{ (in)}$	$G/G_{cni})_N$	N	$P_2(\text{calc.})$	$P_2(\text{ real })$
32	0.1835	1.232	21.02	$\neq 20.93$
28	0.2390	1.273	21.93	$= 20.93$

Se acepta el $d = \underline{\underline{28 \text{ in}}}$

Cálculo del Ramal V: $d = ?$

Datos: $W = 104,500 \text{ lb/hr}$; $P_{pV} = 21.3 \text{ Psia} = P_o$; $T_o = 780^\circ\text{R}$; $L = 56 \text{ ft.}$

$P_{LV} = 20.0 \text{ Psia} = P_2$; $M = 63$

Se sigue el Método de Tanteos:

Tanteo con 24"

$$(G/G_{cni})_N = 104,500/247 (21.3) (24)^2 \times (780/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.121}}$$

$$N = 0.27 \times 56/50 + \Sigma K = 0.3025 + 1 = \underline{\underline{1.3025}}$$

$$\text{Del Dib. 1-7 } P_2/P_o = 0.993 \dots P_2 = 0.9933 \times 21.3 = 21.15$$

Aquí P_o debía 20.0, en consecuencia se rechaza este —
diámetro y se tantea con otros como se muestra en la Tabla Siguiente:

d (in)	$(G/G_{cni})_N$	N	$P_2(\text{calc.})$	$P_2(\text{real})$
24	0.1210	1.300	21.15	$\neq 20.00$
20	0.1742	1.381	21.05	$\neq 20.00$
14	0.3560	1.589	20.66	$\neq 20.00$
10	0.6968	2.135	15.61	$\neq 20.00$
12	0.4850	1.710	19.52	$\neq 20.00$
13	0.4140	1.648	19.92	$\cong 20.00$

Se acepta $d = \underline{\underline{13 \text{ in}}}$

Cálculo del Ramal IV: $d = ?$

Datos: $W = 55,000 \text{ lb/hr}$; $P_{PIV} = 21.3 \text{ Psia} = P_o$; $T_o = 685^\circ R$; $L = 66 \text{ ft}$

$$P_{LIV} = 20.1 \text{ Psia} = P_2, \quad M = 63$$

Tanteo con 8":

$$(G/G_{cni})_N = 55,000/247 \times 21.3 \times 8^2 \times (685/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.582}}$$

$$N = 0.27 \times 66/8^{1.23} + \sum K = 1.383 + 1 = \underline{\underline{2.38}}$$

Del dib. 1-7 $P_2/P_0 = 0.833$. . . $P_2 = 21.3 \times 0.833 = 17.74$; que no checa con $P_2 = 20.1$; en consecuencia no se acepta el diámetro = 8"

Se siguen los Tanteos como están en la tabla:

d (in)	(G/G _{crit}) _N	N	P ₂ (calc.)	P ₂ (real)
8	0.582	2.38	17.74	≠ 20.1
10	0.374	2.05	20.16	≈ 20.1

Se acepta $d = \underline{\underline{10 \text{ in}}}$

culo del Ramal VI: $d = ?$

os: $W = 25,500$; $P_{pVI} = 21.3 \text{ Psia} = P_0$; $T_0 = 1,200^\circ\text{R}$; $L = 56 \text{ ft}$

$$P_{LVI} = 20.4 \text{ Psia} = P_2 ; M = 63$$

Primero se tantea con 6" de diámetro:

$$\begin{aligned} (G/G_{crit})_N &= 25,500/247(21.3) \ 6^2 \ (1200/63)^{0.5} = 0.1342 \times 4.37 = \underline{\underline{0.590}} \\ &= 0.27 \times 56 + \sum K/6^{1.23} = 0.27 \times 56/9.057 + \sum K = 1.67 + 1 = \underline{\underline{2.67}} \end{aligned}$$

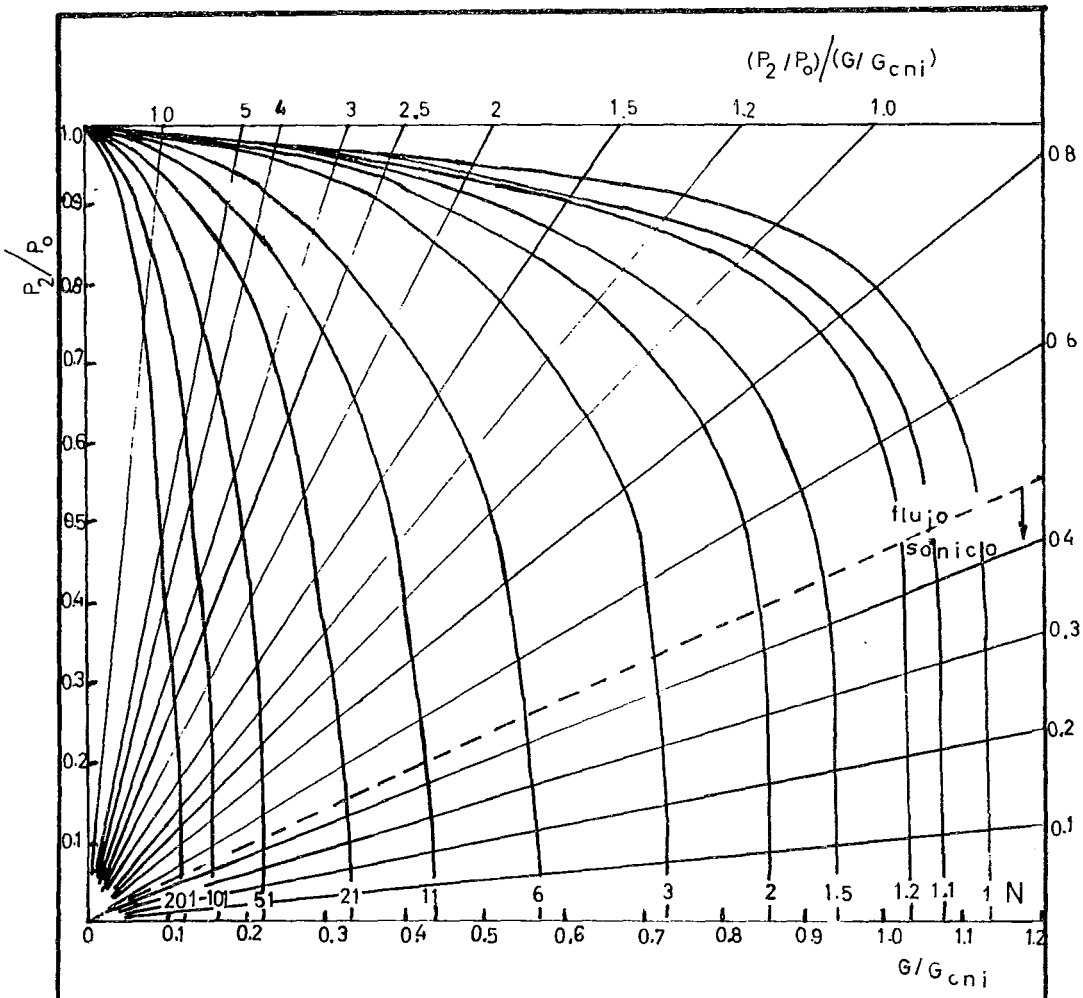
Del dib. 1-7 $P_2/P_0 = 0.7975$; $P_2 = 0.7975 \times 21.3$

16.98; esta $P_2 = 16.98$ no checa con la P_2 que debía de dar, en consecuencia se siguen los Tanteos hasta lograr el diámetro correcto.

Los Tanteos efectuados se muestran en la siguiente tabla:

d (in)	$(G/G_{cni})_N$	N	$P_2(\text{calc.})$	P_2 (real)
6	0.590	2.67	16.98	$\neq 20.4$
10	0.212	1.89	20.94	$\neq 20.4$
9	0.262	2.17	20.57	$\cong 20.4$
8	0.332		20.05	$\neq 20.4$

Se acepta $d = \underline{\underline{9 \text{ in}}}$



TESIS PROFESIONAL	
ALTERNATIVA N° 1	DIBUJO N° 1-7
CARTA DE LAPPLE	
ACOTACION: SIN	ESCALA : SIN

NOMENCLATURA UTILIZADA EN LA ALTERNATIVA NO. 2

- A Area, Ft²
- a Apotema, Ft.
- c Claro, ft.
- D Diámetro, Ft.
- d Diámetro, Pulgadas (in)
- G Masa velocidad del gas en condiciones reales, lb/Seg.Ft²
- G_{cni} Masa velocidad del gas, a la velocidad sónica, lb/Seg.Ft²
- h_c Poder calorífico neto de combustión, BTU/scf
- ID Diámetro interior, Ft.
- K Coeficiente total de fricción, Adimensional.
- K₂ Constante para el cálculo de la velocidad máxima permisible, 961Ft/Hr
- L Longitud de tuberías, Ft.
- L' Distancia entre las tapas de un tanque de sello, Ft.
- l Ancho de cara, Ft.
- M Peso molecular, lb/lb-mol.
- m Masa, lb
- N Factor de fricción, adimensional
- N' Número de Jets, adimensional
- n Fracción molar, adimensional.
- OD Diámetro externo, Ft.

- P_{atm} Presión atmosférica
- P_{CC} Presión en el cabezal común, psia.
- P_E Presión a la entrada del cabezal circundante, psia.
- P_L Presión en la unión del cabezal principal con la línea correspondiente a una planta, psia.
- P_m Presión mínima en un tanque de sello, psia
- P_p Presión en la unión en el límite de baterías de una planta y su línea al cabezal principal, psia.
- P_{qL} Presión en la unión del cabezal principal y la línea a un quemador, - psia.
- P_q Presión en los quemadores, atmosférica
- P_s Espaciamiento de los Jets (Pitch), in.
- P_s Presión de salida en el cabezal circundante, psia.
- P_O Presión corriente arriba, psia
- P_2 Presión corriente abajo, psia
- P_T Presión en un tanque de sello, psia
- Q Calor liberado por un quemador, 10^6 BTU/hr
- R Constante general del estado gaseoso, 1546 ft lb_f/lb mol^oR
- T_o Temperatura de los gases relevados, °R
- V Gasto volumétrico, 10^6 ft³/Día.
- V^* Volumen gaseoso, Ft³
- v Velocidad permisible del gas, lb/hr

W_c Gasto del cabezal circundante, lb/hr.

W_L Gasto en una línea, lb/hr

W_{cc} Gasto en el cabezal común de los quemadores, lb/hr

W_q Gasto en una etapa del quemador, lb/hr

$W_{q\#}$ Gasto en el ramal a un quemador, lb/hr

W_{sc} Gasto del cabezal de sobrecapacidad, lb/hr

W_I Gasto de la primera etapa, lb/hr

W_{II} Gasto de la segunda etapa, lb/hr

ρ Densidad, lb/ft³

π 3.14, adimensional

379 Volumen molar del gas a 16°C y atm., ft³/lb-mol.

ALTERNATIVA 2

Cálculo del sistema de desfogue consistente en un cabezal principal que conduce a 8 quemadores tipo multijet con uno más para mantenimiento.

Localización del Sistema

Cabezal Principal

Se encuentra en el claro que existe entre las plantas -- (1, 2, 3, 4, 7) y las plantas (5 y 6). Su longitud de la planta l al -- área de quemadores es 1,622.7 ft.

Área de quemadores.

Se encuentra situada en el extremo nororiental del terreno destinado a las futuras plantas de proceso.

Se ha seleccionado este lugar debido a que cumpliendo con los factores de seguridad para las instalaciones adyacentes proporciona la mínima distancia de tuberías para las plantas actuales y futuras, lo --- cual es ventajoso económicamente por la reducción del diámetro de las tu -- berías y también porque las caídas de presión resultan adecuadas para efec

tuar este diseño (ver plano general No. 2)

Criterio de Cálculo

Cabezal.

Se seleccionó al arreglo de un solo cabezal principal por que proporciona ciertas ventajas económicas y de cálculo en relación a los gastos que relevan las plantas consideradas de la refinería.

Quemadores.

Los experimentos efectuados con los quemadores multijet - determinan parámetros de dimensiones para su buen funcionamiento, tratando de lograr esto último, se ha dividido el gasto en 8 partes, que manejan individualmente por cada uno de los quemadores, éstos resultan con las dimensiones adecuadas a lo ya experimentado.

I.- Cálculo de los quemadores multijet.

Método de cálculo: Miller, Hibshman y Connel (API Refining Report).

Cálculo del diámetro interior de los quemadores.

$$ID = 0,828 Q^{0.5}$$

ID = diámetro interior, en ft.

Q = calor liberado por un quemador, en 10^6 Btu/hr

Cálculo del calor liberado:

$$Q = W h_c 379/M$$

W_q = gasto de las etapas 1a. y 2a. del quemador, en lb/hr.

Este gasto es igual al 20% de la octava parte del gasto total relevado por las plantas de la refinería.

Se toma la octava parte del relevo total de la refinería - porque son ocho los quemadores multijet considerados y éste es el gasto que se va a utilizar en un solo quemador. Se toma el veinte por ciento del gasto total que maneja un solo quemador como base para calcular el diámetro, porque estadísticamente se ha observado que éste porcentaje cubre la casi-totalidad de las incidencias de relevo.

$$W_q = 0.2/8 W_f; W_f = 1'253,000 \text{ lb/hr}$$

$$W_q = 0.2/8 \times 1'253,000 \text{ lb/hr} = 31,325 \text{ lb/hr}$$

Como margen de seguridad se consideró:

$$W_q = 31,900 \text{ lb/hr}$$

$$W_q = 31,900 \text{ lb/hr}$$

h_c = poder calorífico neto de combustión, en btu/scf.

$$h_c = 50M + 100$$

M = peso molecular

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$h_c = 50 \times 63 + 100 = 3,150 + 100 = 3,250 \text{ btu/scf}$$

$$h_c = 3,250 \text{ btu/scf}$$

379 = volumen molar del gas, en $\text{ft}^3/\text{lb mol}$, considerado a las condiciones de 16°C y 1 atm.

$$\begin{aligned} Q &= W_g h_c 379/M = (31,900 \text{ lb/hr}) (3,250 \text{ btu/scf}) (379 \text{ scf/lb mol}) (\text{lb mol}/63 \text{ lb}) \\ &= 622 \times 10^6 \text{ btu/hr.} \end{aligned}$$

$$Q = 622 \times 10^6 \text{ btu/hr}$$

$$ID = 0.828 Q^{0.5} = 0.828 (622)^{0.5} = 20.7 \text{ ft}$$

$$ID = 20.7 \text{ ft}$$

Espesor del tiro

El tiro está constituido por:

a).- Una placa interna resistente a la corrosión de acero inoxidable 304 de $1/4$ in.

b).- Un aislante tal que según las recomendaciones de Miller (19 mayo de 58. The Oil and Gas Journal) No debe exceder de 4 in. en consecuencia se toman 4 in. para este aislante.

c).- Una placa soporte exterior resistente a los esfuerzos de acero A-283C de $1/4$ in.

Espesor del Tiro = Espesor de Placas + Espesor de Aislamiento

$t_e = 4.5 \text{ in.}$

Espesor del Tiro = $4.5 \text{ in.} = 0.376 \text{ ft}$

Diámetro Externo (OD) del Tiro

$OD = ID + 2 (\text{Espesor del Tiro})$

$OD = 20.7 + 2 \times 0.376 = 21.45 \text{ ft.}$

$OD = 21.45 \text{ ft}$

Cálculo del Número de Jets.

La fórmula es: $N = 16.4 V$

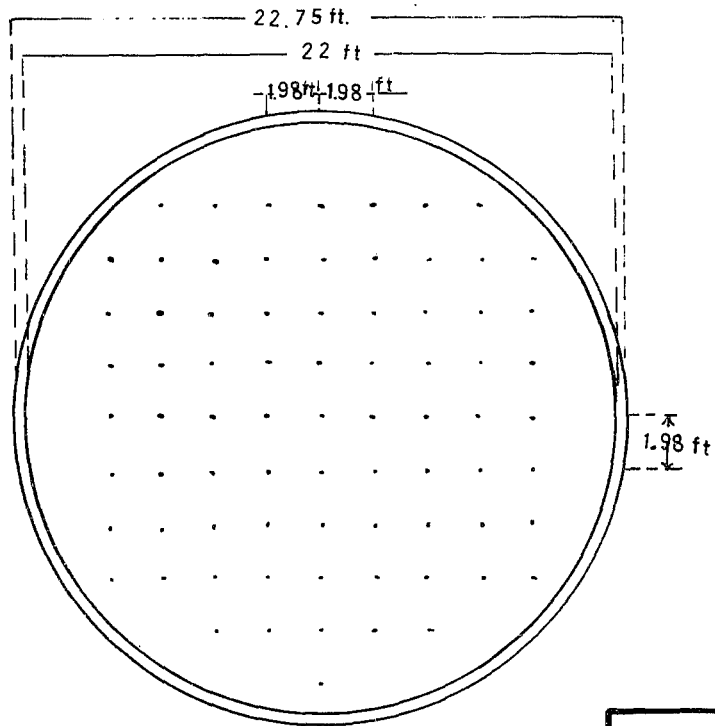
De donde:

$N = \text{Número de Jets}$

$V = \text{Gasto Volumétrico en } 10^6 \text{ ft}^3/\text{día}$

El factor 16.4 resulta de que para Jets de un diámetro de una pulgada, que son las más recomendables (en base a las experiencias efectuadas con Jets de varios diámetros). La velocidad recomendada en los Jets permite, un flujo de 61,200, es decir, esta cantidad es el inverso de $16.4/10^6$, cuyas unidades se respetan.

Cálculo de la Velocidad de Diseño.



TESIS PROFESIONAL	
Alternativa N° 2	Dibujo N° 2-1
Arreglo de los Jets	
Acotación : Ft.	Escala : 1:60

$$V = 379 \times 24 \times \sqrt{M} \text{ scf/día}$$

$$V = 379 \text{ ft}^3/\text{lb mol} \times 24 \text{ hr/día} \times 31,900 \text{ lb/hr} / 63 \text{ lb/lb mol} = 4.6 \times 10^6 \text{ scf/día}$$

$$V = 4.6 \times 10^6 \text{ scf/día}$$

Substituyendo V en la fórmula de N.

$$N = 16.4 \times 4.6 = 75.5 \text{ Jets}$$

Este resultado es redondeado al inmediato superior en consecuencia N= 76 Jets.

$$N = 76 \text{ Jets} \quad \text{Ver dib. 2-1}$$

Arreglo y Cálculo del espaciamiento de los Jets (Pitch)

Se escoge un arreglo cuadrado

$$\text{Pitch} = P_s = 10 \text{ ID}/N^{0.5} \text{ en in.}$$

$$P_s = 10 \times 20.7 / 76^{0.5} = 23.7 \text{ in} = 1.98 \text{ ft.}$$

Según el criterio de Diseño (Miller) ningún Jet deberá estar situado a menos de un pie de distancia de la pared del tiro, en consecuencia para que el arreglo cuadrado de los 76 jets con un Pitch de -- 1.98 ft se apeguen al criterio anterior, es necesario que el diámetro interior se amplie a 22 ft, por lo tanto el diámetro exterior será de 22.75 ft.

$$\text{I.D.} = 22 \text{ ft}$$

$$\text{O.D.} = 22.75 \text{ ft}$$

Determinación del Fondo del Tiro por sobre el Nivel del Piso (Claro)

Según el criterio de diseño el claro debe ser igual a la cuarta parte del diámetro interior, pero no menor de 6 pies.

$$c = \text{claro} = 0,25 \text{ I.D. en ft}$$

$$c = 0,25 \times 22 = 5,5 \text{ ft}$$

De donde según lo anterior el claro se toma en su valor mínimo de 6 pies.

$$\text{Claro} = 6 \text{ pies}$$

Determinación de la Altura del Tiro

En base a los criterios seguidos en este desarrollo se establece que la altura más conveniente debe ser de 32 ft.

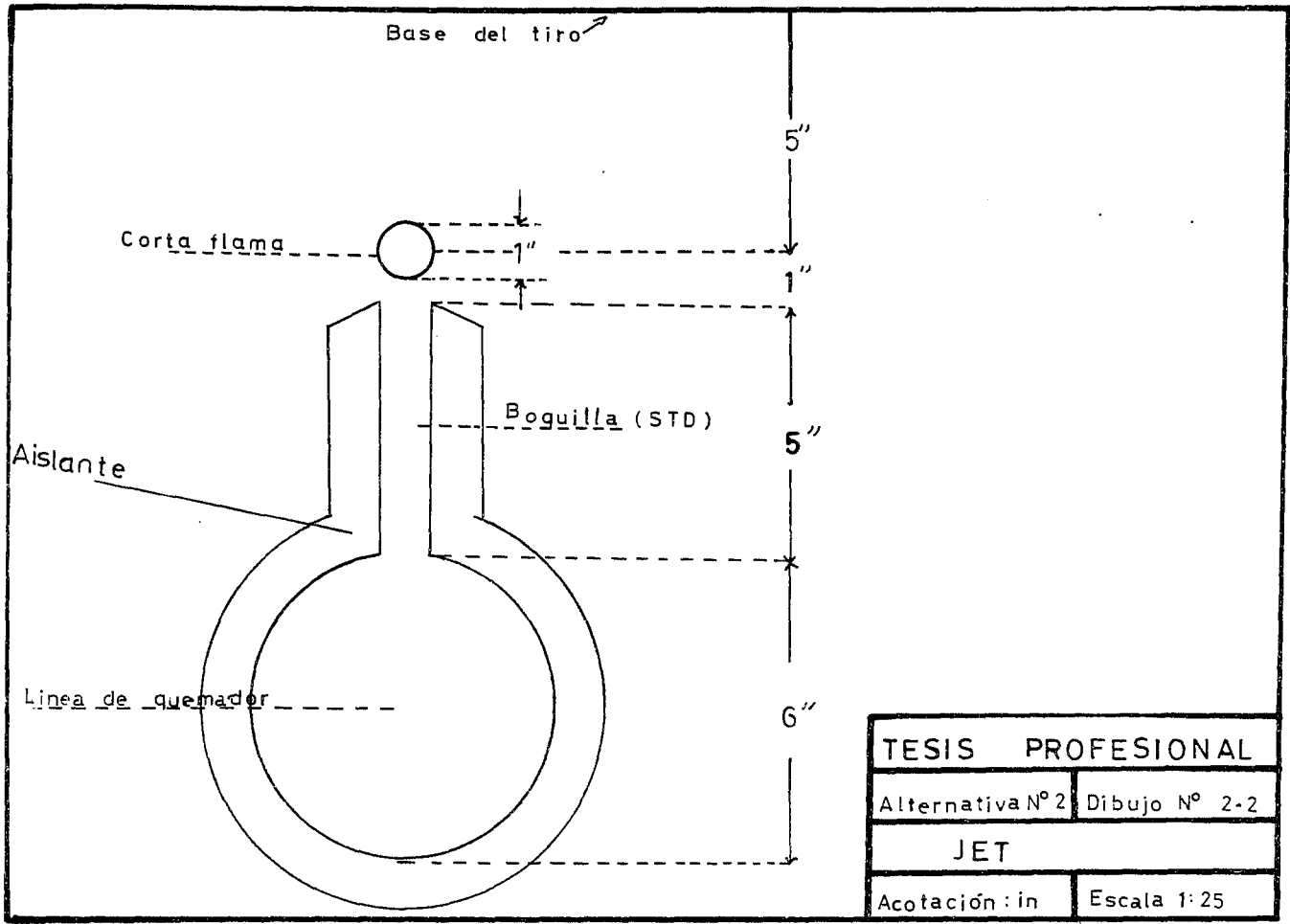
$$\text{Altura del Tiro} = 32 \text{ ft}$$

Corta Flamas (Flame Holder)

Son barras de carburo de silicio de una pulgada de diámetro colocadas directamente sobre la boquilla de los jets, a una distancia de media pulgada de éstos, y a cinco pulgadas de la base del tiro.

Boquillas

Están montadas perpendicularmente sobre las tuberías de distribución del gas, que se encuentran colocadas a once pulgadas debajo



TESIS PROFESIONAL	
Alternativa N° 2	Dibujo N° 2-2
JET	
Acotación: in	Escala 1:25

de la base del tiro. Las dimensiones de las boquillas son:

Diámetro = Una pulgada

Longitud = Cinco pulgadas.

El material de construcción de las boquillas es el mismo que el de las tuberías.

El conjunto de boquillas y tuberías se encuentra aislado - adecuadamente. (Ver fig. 2-2)

Rompevientos.

Forma:

La forma que adopta el rompevientos alrededor de la unidad de combustión es Decagonal

Dimensiones:

La Distancia del Tiro a una de las caras del rompevientos es de ocho pies.

Ancho de Cara.

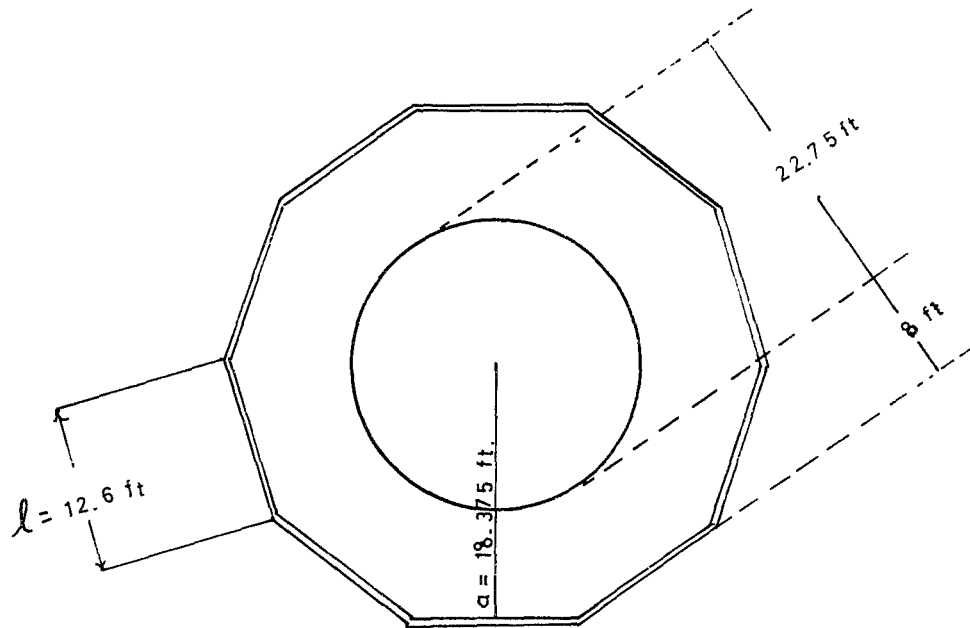
$$l = na/2 \times 7.694$$

$$l = \text{ancho de cara en ft}$$

$$n = \text{número de caras} = 10$$

$$a = \text{apotema} = \text{Radio del Tiro} + \text{Distancia del Tiro al Rompevientos (en ft).}$$

$$a = 11.375 + 8 = 18.375 \text{ ft.}$$

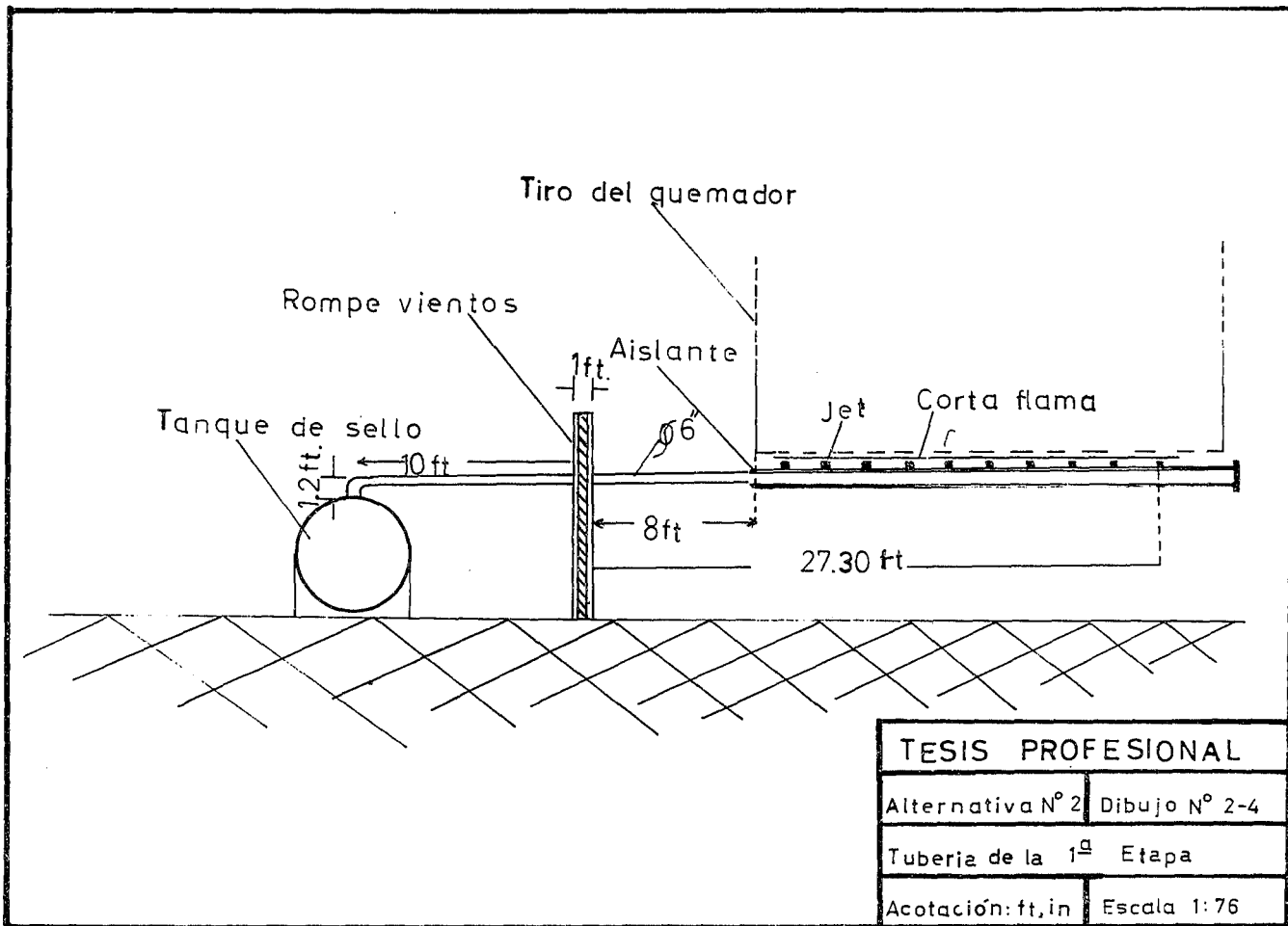


TESIS PROFESIONAL

Alternativa N° 2 Dibujo N° 2-3

Rompevientos y Tiro

Acotación.ft,in Escala 1:114



TESIS PROFESIONAL	
Alternativa N° 2	Dibujo N° 2-4
Tubería de la 1ª Etapa	
Acotación: ft, in	Escala 1:76

$$l = 10 \times 18.375/2 \times 7.614 = 12.6 \text{ ft}$$

$$l = 12.6 \text{ ft}$$

La altura del rompevientos es igual a 10 pies.

Altura = 10 pies (Ver fig. 2-3)

Las caras del rompevientos tienen forma de cortina veneciana, cuyas tiras son de seis pulgadas de ancho, debiendo quedar sobrepuestas cuando menos dos pulgadas y con una inclinación de cuarenta y cinco grados con respecto a la dirección del flujo de aire de entrada.

Cálculo de la tubería de la primera etapa (Ver fig. 2-4)

Datos:

$$W_{I-II} = 31,900 \text{ lb/hr}$$

Como en la primera etapa se usa solo el 20% del gasto -

W_{I-II} se tiene que:

$$W_1 = 0.2 \times W_{I-II} = 0.2 \times 31,900 = 6380 \text{ lb/hr}$$

$$W_1 = 6,380 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lbmol}$$

$$\text{Long} = 47.5 \text{ ft}$$

$$P_{G1} = P_2 = 11.3 \text{ Psia (Presión Atmosférica)}$$

$$P_T = P_0 = 11.6 \text{ Psia (Presión en el Tanque de Sello)}$$

Esta presión extrema de la tubería considerada corresponde a la presión máxima dentro del tanque de sello de agua de la primera etapa, y se determina en base al siguiente criterio:

La caída total de presión de que se dispone en todo el sistema, desde las plantas de proceso hasta los quemadores, es de 10 Psia y la longitud de tubería entre ellos (185.4ft) así como el gasto que ésta maneja (1,253,000 lb/hr) comparado con la longitud de tubería (47.5ft) y el gasto (6,380 lb/hr) que fluye entre el tanque de sello de la primera etapa y el jet más distante son muy grandes.

En base a esto se vió la necesidad de ceder la mayor parte de la caída de presión de que se dispone, al cabezal principal y una mínima caída de presión para la tubería de la primera etapa.

Siguiendo este criterio y los estudios realizados sobre otros equipos en funcionamiento, se llegó a la conclusión de que la presión óptima en este caso en particular es de 11.6 Psia

Se usa para el cálculo del diámetro el Método de Tanteos de Soen Tan:

Tanteo para un diámetro de 4 pulgadas

$$G/G_{cni} = W/247Pod^2 (T_o/M)^{0.5}$$



substituyendo datos:

$$G/G_{cni} = 6,380 / 247 \times 11.6 \times 16 (750/63)^{0.5}$$

$$G/G_{cni} = 0.138 \times 3.45 = 0.475$$

$$\underline{G/G_{cni} = 0.475}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K$$

$$\Sigma K = K \text{ entrada a la tub.} + K \text{ codo } 6'' \text{ (Ref. Flow of Fluids--Crane Technical Paper 410)}$$

$$\Sigma K = 0.5 + 0.5 = 1$$

Subst. en la fórmula L, d y ΣK :

$$N = 0.27 \times 47.5/4^{1.23} + 1$$

$$N = 0.27 \times 47.5/5.5 + 1$$

$$N = 2.33 + = 3.33$$

$$N = \underline{\underline{3.33}}$$

De la fig. 1-7 con G/G_{cni} y N , se obtiene P_2/P_0

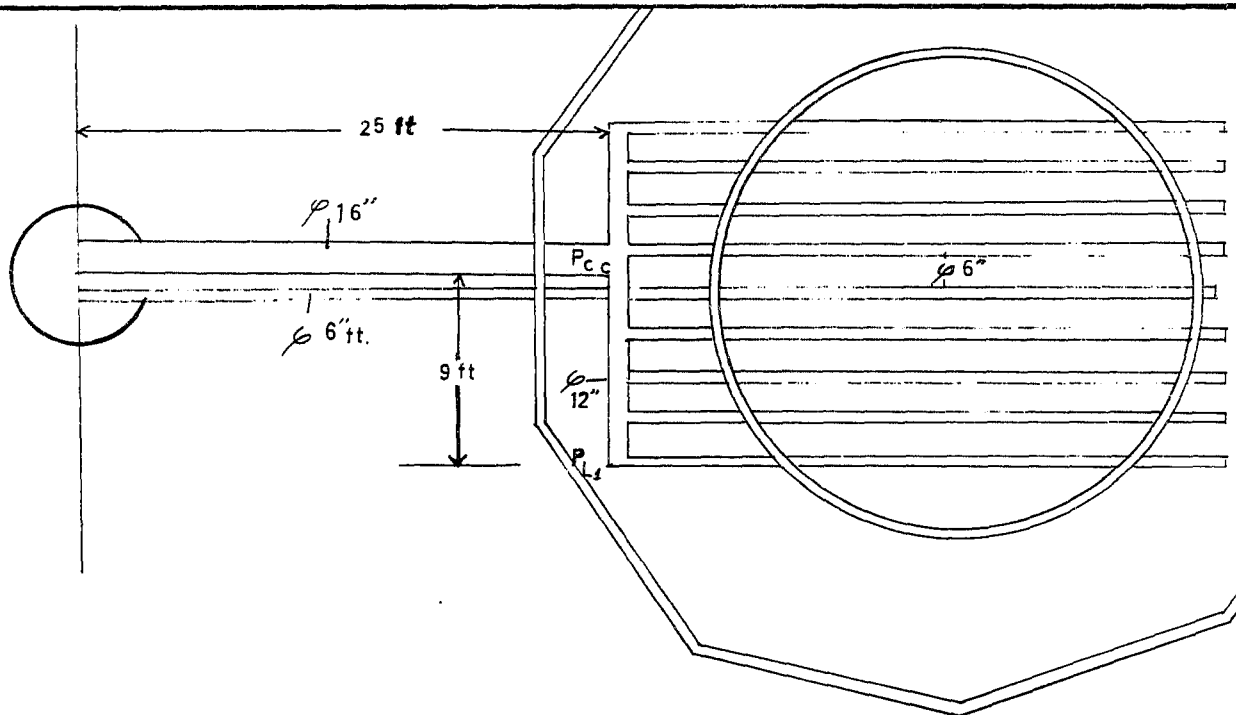
$$\therefore P_2/P_0 = 0.833$$

Substituyendo P_0 y despejando P_2

$$P_2 = 0.833 \times 11.6 = 9.66$$

En este cálculo se debía llegar a $P_0 = 11.30$ Psia, en consecuencia no se acepta este diámetro.

Se procede ahora a tantear con un diámetro mayor como es el de 6 pulgadas.



TESIS PROFESIONAL

Alternativa N° 2

Dibujo N° 2-5

1ª y 2ª Etapas

Acotación: ft, in

Escala 1:76

Los resultados de este cálculo se resumen en la siguiente tabla:

d (in)	G/G _{crit}	N	P ₂ /P ₀	P ₂ (calc.)	P ₂ (real)
6	0.213	2,385	0.966	11.26	11.3

Como P₂(calc) es 11.26 y P₂(real) es 11.3, se acepta - un diámetro de 6 pulgadas.

Diámetro de la Tubería

de la 1a. Etapa = 6 pulgadas

Cálculo de las tuberías de la Segunda Etapa. (Ver fig. 2-5)

Las tuberías de la 2a. etapa están divididas para su cálculo en 3 secciones:

a).- Líneas de quemadores.- Estas son ocho, colocadas paralelamente a la línea de quemadores de la primera etapa, la cual tiene 4 líneas de quemadores de la 2a. etapa a cada lado.

Las ocho líneas de quemadores deben ser de un mismo diámetro (conducen el mismo gasto) y es conveniente que su diámetro sea -- igual al de la línea de quemadores de la primera etapa.

Para el cálculo de estas líneas se seleccionó la Línea No.

1, que tiene una longitud de 21.5 ft.

b).- Cabezal común de la segunda etapa.- Está colocado perpendicularmente a las líneas de quemadores y se encarga de distribuir el gasto que recibe el cabezal principal.

c) Cabezal principal de la Segunda Etapa.- Es una línea que va desde el tanque de sello de la segunda etapa, hasta el cabezal común, al cual está unido perpendicularmente a 9 ft de uno de sus extremos.

a) Cálculo de las líneas de quemadores.

Como se explicó anteriormente el diámetro de estas líneas es de 6 pulgadas.

Diámetro de las líneas de quemadores

de la 2a. etapa = 6 pulgadas

Con este diámetro se calcula la presión que existe en la unión de la línea de quemado No. 1 con el cabezal común, debido a que esta presión es indispensable para el cálculo posterior de dicho cabezal.

Datos:

$$W_{1-11} = 31,900 \text{ lb/hr}$$

$$\text{pero } W_{11} = W_{1-11} \times 0.8 = 31,900 \times 0.8 = 25,520 \text{ lb/hr}$$

Pero como se necesita solamente el gasto en la línea 1:

$$\underline{W_{L1}} = W_{I1}/8 = 25,520/8 = 3,190 \text{ lb/hr}$$

$$W_{L1} = 3,190 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lbmol}$$

$$\text{Longitud} = 21.5 \text{ ft}$$

$$P_1 = P_2 = 11.3 \text{ (Psia)}$$

$$P_{L1} = P_o = ?$$

Fórmulas:

$$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N = 247 P_2 d^2/W (M/T_o)^{0.5} \dots\dots\dots (1)$$

$$N = 0.27 L/ d^{1.23} + \Sigma K \dots\dots\dots (2)$$

substituyendo los datos en (1):

$$\begin{aligned} (P_2/P_o/G/G_{cni})_N &= 247 \times 11.3 \times 6^2/3,190 (63/750)^{0.5} \\ &= 31.4 \times 0.29 = 9.18 \end{aligned}$$

$$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N = \underline{\underline{9.18}}$$

SUBST. Datos en (2):

$$N = 0.27 \times 21.5/6^{1.23} + \Sigma K$$

$$\Sigma K = 0 \text{ (por no existir accesorios)}$$

$$N = 0.27 \times 21.5/9.05 = 0.64$$

$$N = \underline{\underline{0.64}}$$

De la fig. 1-7 con $(P_2/P_o/G/G_{cni})_N$ y N , se tiene que:

$$P_2/P_o = 0.995$$

Despejando P_o y sustituyendo P_2 :

$$P_o = 11.3/0.995 = 11.35 \text{ Psia}$$

$$P_o = 11.35 \text{ Psia}$$

b) Cálculo del cabezal común:

Con la presión obtenida P_{L1} y suponiendo diámetros, se calcula la presión en la unión del cabezal común con el cabezal principal de la segunda etapa. El diámetro que se aceptará será aquel que dé una caída de presión suficientemente pequeña.

Datos:

$$W_{CC} = W_{I1}/2$$

$$W_{CC} = 25,520/2 = 12,760 \text{ lb/hr}$$

Este gasto W_{CC} es la mitad de W_{I1} ya que al llegar éste al cabezal común se divide en dos para alimentar con gastos iguales las ocho líneas de quemadores.

$$T_o = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 9 \text{ ft}$$

$$P_{L1} = P_2 = 11.35 \text{ psia.}$$

$$P_{CC} = P_o = ?$$

Fórmulas:

$$(P_2/P_o/G/Gcni)_N = 247 P_2 d^2/W (M/To)^{0.5} \dots\dots\dots (1)$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K \dots\dots\dots (2)$$

Suponiendo $d = 8$ in y sustituyendo datos:

$$\begin{aligned} (P_2/P_o/G/Gcni)_N &= 247 \times 11.35 \times 8^2/12,760 (63/750)^{0.5} \\ &= 14.15 \times 0.29 = 4.1 \end{aligned}$$

$$(P_2/P_o/G/Gcni)_N = \underline{\underline{4.1}}$$

$$N = 0.27 \times 9/8^{1.23} + \Sigma K$$

$$N = 0.27 \times 9/13 + \Sigma K$$

$$\Sigma K = K(4 \text{ contracciones})$$

$$\Sigma K = 4 \times 0.5 = 2$$

$$N = 0.186 + 2 = 2.186$$

$$N = \underline{\underline{2.186}}$$

De la fig. 1-7 con $(P_2/P_o/G/Gcni)_N$ y N , se obtiene:

$$P_2/P_o = 0.966$$

despejando P_o y sustituyendo P_2 :

$$P_o = 11.35/0.966 = 11.75 \text{ Psia}$$

No se acepta, porque la caída de presión que proporciona este diámetro no es lo suficientemente pequeña.

Los tanteos efectuados se resumen en la Tabla siguiente:

d(in)	$P_2/P_0/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/P_0	Po(calc)	Aceptación
8	4.10	2	2.186	0.966	11.75	no
10	6.34	2	2.182	0.980	11.57	no
12	9.21	2	2.114	0.990	11.45	si

El diámetro que se acepta para el cabezal común es el de 12 in porque dá una caída de presión que es 0.1 psia

c) Cálculo del cabezal principal de la segunda etapa.

Para este cálculo se cuenta con las dos presiones extremas del cabezal por lo que su diámetro se calcula con el método de tangentes de Soen Tan.

Datos:

$$W_{11} = 25,520 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/ lb Mol}$$

$$L = 25 \text{ ft}$$

$$P_{cc} = P_2 = 11.45 \text{ psia.}$$

$$P_T = P_o = 11.6 \text{ psia.}$$

Fórmulas:

$$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N = 247 P_2 d^2 / W (M/T_o)^{0.5} \dots\dots\dots (1)$$

$$N = 0.276/d^{1.23} + \Sigma K$$

Suponiendo $d = 20$ in y sustituyendo datos:

$$\begin{aligned} (P_2/P_o/G/Gcni)_N &= 247 \times 11.45 \times 20^2/25,520 (63/750)^{0.5} \\ &= 44.4 \times 0.29 = 12.85 \end{aligned}$$

$$(P_2/P_o/G/Gcni)_N = \underline{\underline{12.85}}$$

$$N = 0.27 \times 25/20^{1.23} + K$$

$$\Sigma K = K_{\text{reducción}} + K_{\text{codo}} + K_{\text{te}}$$

$$\Sigma K = 0.7 + 0.36 + 0.5 = 1.56$$

$$N = 0.17 + 1.56 = 1.73$$

$$N = \underline{\underline{1.73}}$$

De la fig. 1-7 con $(P_2/P_o/G/Gcni)_N$ y N , se obtiene:

$$P_2/P_o = 0.995$$

Despejando P_o y sustituyendo P_2 :

$$P_o = 11.45/0.995 = 11.49 \text{ psia}$$

Este diámetro no se acepta porque P_o calculado no es --
igual a 11.6 psia.

Los siguientes tanteos se resumen en la tabla siguiente

d (in)	$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/P_o	Po(calc)	Po(real)	Accept.
20	12.85	1.56	1.73	0.996	11.49	11.6	NO
18	10.42	1.58	1.77	0.992	11.50	11.6	NO
16	8.23	1.60	1.82	0.987	11.6	11.6	SI
15	7.23	1.63	1.875	0.9785	11.75	11.6	NO
14	6.31	1.64	1.90	0.975	11.76	11.6	NO

Se acepta el diámetro de 16 pulgadas el cual da una $P_o(\text{calc.})$ igual a la P_o real.

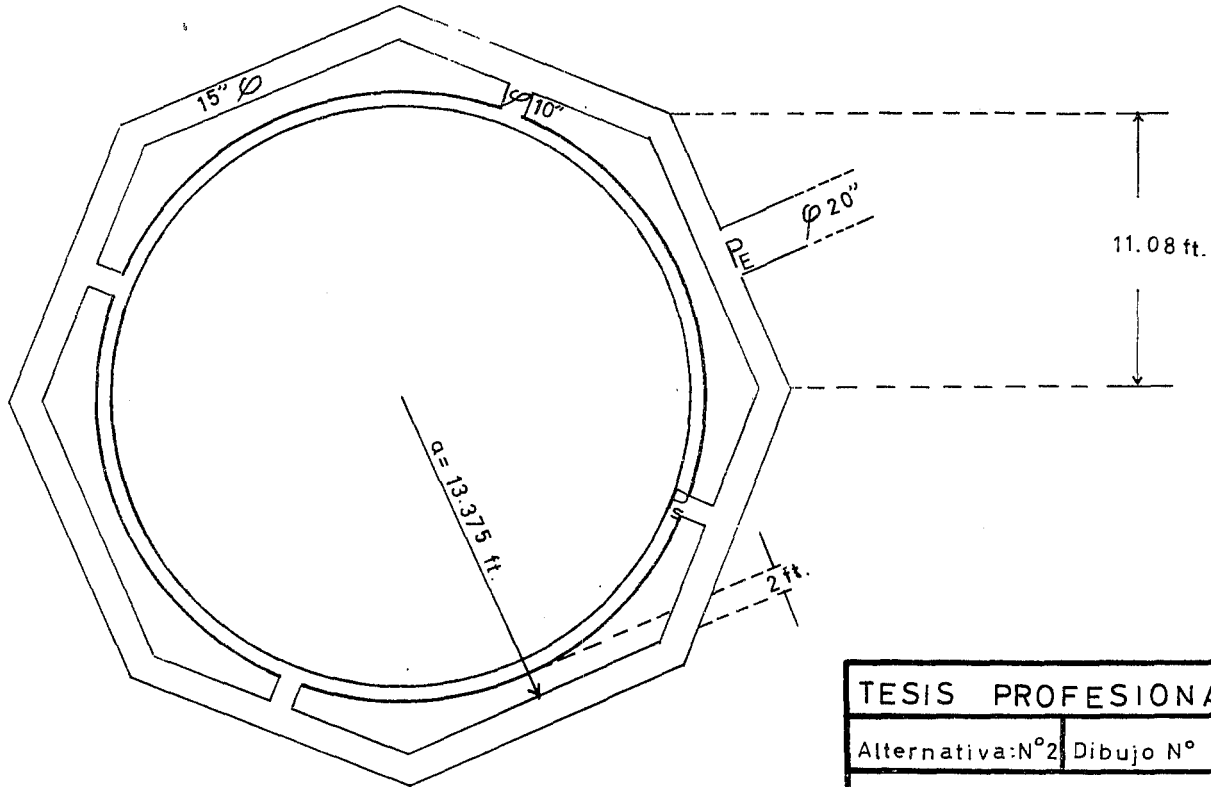
Cálculo de las Tuberías de la Sobrecapacidad.

Las tuberías de la sobrecapacidad están divididas para su cálculo en 3 secciones:

a) Cabezal Circundante.- Es una tubería que circunda al tiro del quemador formando un octágono concéntrico con éste.

Esta tubería se localiza en un plano horizontal situado -- abajo de las $3/4$ partes de la altura del tiro y a dos pies de éste y se encarga de distribuir el gasto que recibe del cabezal principal de sobrecapacidad a las tuberías de entrada al tiro.

b) Tuberías de Entrada al Tiro del Quemador.- Estas tuberías son cuatro, colocadas a intervalos de 90° entre sí. Parten del cabezal circundante y terminan en la cara interior del tiro, con una inclina--



TESIS PROFESIONAL	
Alternativa: N°2	Dibujo N° 2-6
Cabezal Circundante	
Acotación: ft, in	Escala: 1:61

ción tal que prolongando sus líneas de centro, éstas coinciden en un punto situado en el centro del plano superior limitante del tiro, situadas exactamente a las $3/4$ partes de la altura del tiro.

c) Cabezal principal de sobrecapacidad.- Esta tubería - parte del domo del tanque de sobrecapacidad y manteniendo la inclinación necesaria se une perpendicularmente a una de las caras del cabezal circundante.

a) Cálculo del Cabezal Circundante.

Cálculo de la longitud de los lados del octágono (ver - fig. 2-6)

$$A = 4.828 l^2 \dots\dots\dots (1)$$

$$A = nla/2 \dots\dots\dots (2)$$

A = área del octágono, en ft^2

l = lado del octágono, en ft

a = apotema del octágono, en ft

n = número de lados

Igualando (1) y (2) y reduciendo se llega a:

$$l = 2/1.207$$

$$a = 13.375 \text{ ft}$$

$$l = 13.375/1.207 = 11.08 \text{ ft}$$

$$l = \underline{\underline{11.08 \text{ ft}}}$$

Cálculo de la tubería del cabezal circundante.

$$W_c = W_{sc}/2$$

W_c = gasto que fluye para una de las mitades del cabezal circundante, -
en lb/hr

W_{sc} = gasto del cabezal de sobrecapacidad en lb/hr

$$W_{sc} = 4 W_q$$

$W_q = 31,900 \text{ lb/hr}$ (gasto para las etapas I y II ya con margen de seguridad).

$$W_{sc} = 4 \times 31,900 = 127,600 \text{ lb/hr}$$

$$W_c = 127,600/2 = 63,800 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 3 (l)$$

La longitud que se considera para el cálculo de este cabezal circundante es aquella que existe desde la entrada del flujo a éste - hasta cualquiera de las dos salidas más alejadas.

$$L = 3 \times 11.08 = 33.24 \text{ ft}$$

$$P_s = P_2 = 11.3 \text{ psia}$$

P_s se toma como 11.3 psia (la presión atmosférica) porque se considera de

preciable la caída de presión que existe en la tubería de entrada al tiro.

$P_E = P_o = 11.5$ Psia (Presión en la entrada del cabezal circundante)

$P_E =$ se fija en 11.5 psia para que la caída de presión entre la entrada y la salida del cabezal circundante sea de solo 0.2 Psia lo cual equivale a casi el 30% de la caída de presión disponible desde el tanque de sello al tiro, dejando disponible el 70% restante para la caída de presión del cabezal principal de la sobrecapacidad.

$d = ?$

Fórmulas:

$$(P_2/P_o/G/Gcni)_N = 247 P_2 d^2/W (M/T_o)^{0.5}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K$$

Suponiendo un diámetro de 16 pulgadas tiene:

$$(P_2/P_o/G/Gcni)_N = 247 \times 11.3 \times 16^2/63,800 (63/750)^{0.5}$$

$$(P_2/P_o/G/Gcni)_N = 11.16 \times 0.29 = \underline{\underline{3.23}}$$

$$N = 0.27 \times 33.24/16^{1.23} + \Sigma K$$

$$N = 0.27 \times 33.24/30.20 + \Sigma K$$

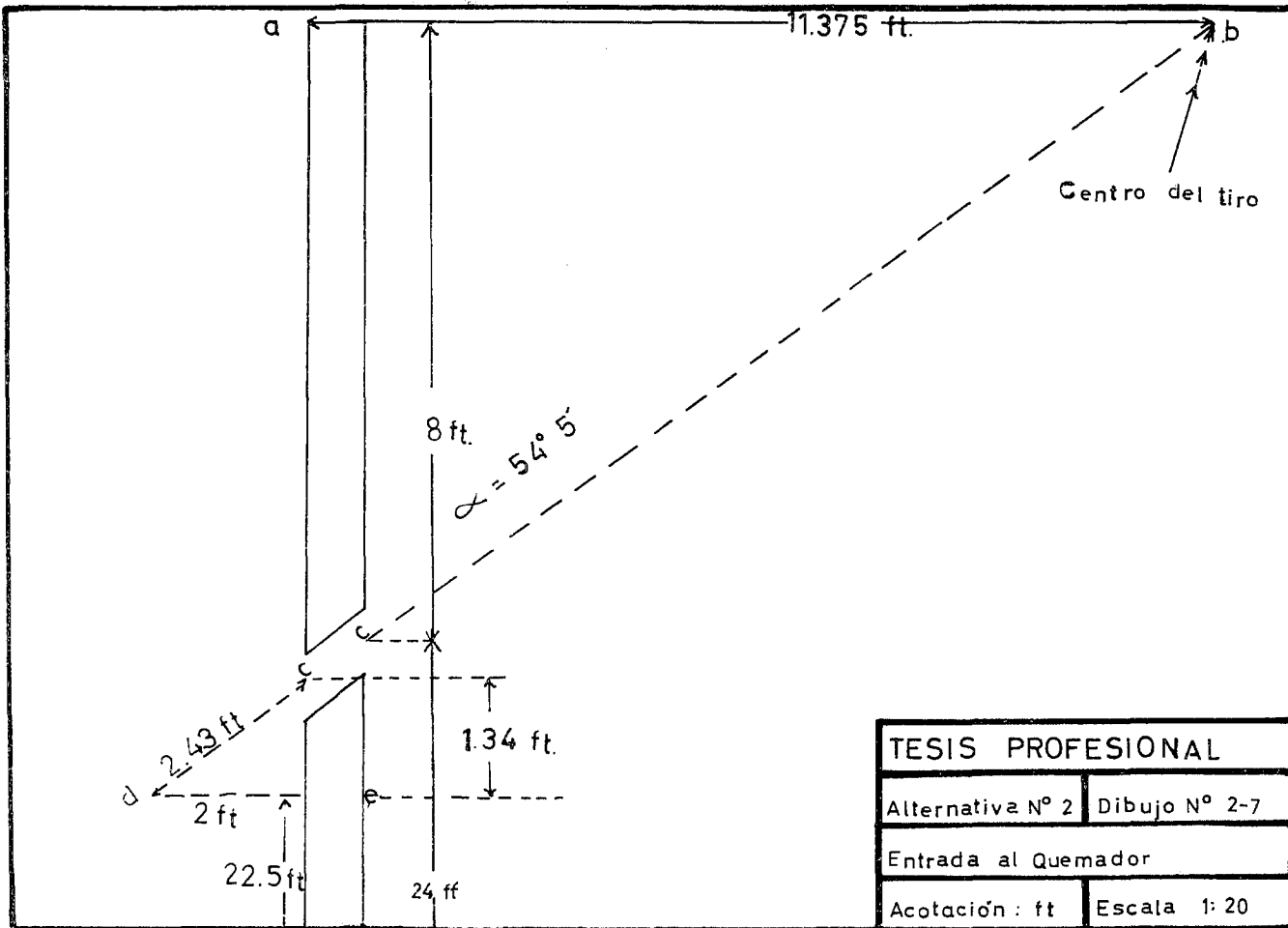
$$\Sigma K = 3K (\text{codo } 45^\circ)$$

$$\Sigma K = 3(0.19) = 0.57$$

$$N = 0.297 + 0.57 = 0.867$$

$$N = \underline{\underline{0.867}}$$

De la fig. 1-7 con $(P_2/P_o/G/Gcni)_N$ y N , se obtiene:



TESIS PROFESIONAL	
Alternativa N° 2	Dibujo N° 2-7
Entrada al Quemador	
Acotación : ft	Escala 1: 20

$P_2/P_0 = 0.991$; despejando P_0 y sustituyendo P_2 :

$P_0 = 11.3/0.991 = 11.4$; este resulta no ser aceptable.

Los cálculos posteriores se resumen en la tabla siguiente:

d(in)	$(P_2/P_0/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/P_0	$P_0(\text{calc})$	$P_0(\text{real})$	Aceptac.
16	3.23	0.57	0.867	0.991	11.4	11.5	NO
15	2.87	0.57	0.893	0.983	11.5	11.5	SI

De la tabla anterior:

Diámetro del Cabezal Circundante

de Sobrecapacidad = 15 pulgadas

b) Las tuberías de entrada al tiro del quemador tienen un diámetro de 10 pulgadas con el objeto de que la caída de presión sea despreciable (Ver - fíg. 2-7).

Cálculo de la posición de estas tuberías.

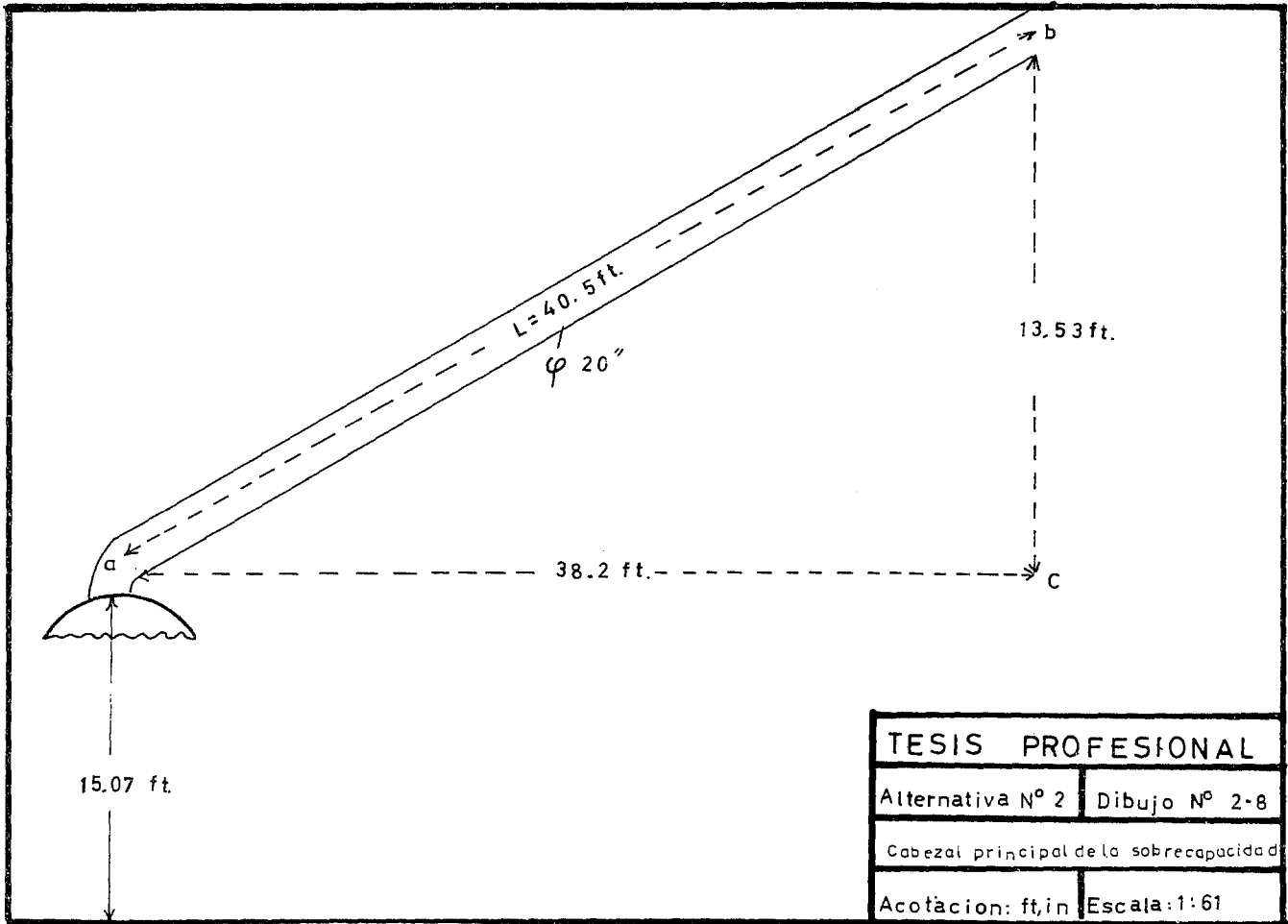
Datos: $\overline{ab} = 11.375$ ft $\overline{dc} = 2$ ft

$$\overline{ac} = 0.25 \times 32 = 8 \text{ ft}$$

$$\alpha = ?$$

$$\text{tg } \alpha = \overline{ab}/\overline{ac} = 11.375/8 = 1.421$$

$$\therefore \text{ang tg } 1.421 = 54^\circ 52'$$



$$\therefore \alpha = 54^{\circ}52'$$

con este ángulo se calcula la longitud (\overline{cd})

$$= 90^{\circ} - \alpha = 90^{\circ} - 54^{\circ}52' = 35^{\circ}08'$$

$$\overline{cd} = \overline{de} / \cos \beta = 2 / \cos 35^{\circ}08' = 2 / 0.8206 = 2.43 \text{ ft}$$

$$\therefore \overline{cd} = 2.43 \text{ ft}$$

Longitud de las tuberías de Entrada

al Tiro = 2.43 ft

c) Cálculo del Cabezal Principal de Sobrecapacidad (Ver fig. 2-8)

Datos: $sc = 127,600 \text{ lb/hr}$

$$T_o = 750^{\circ}\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

Longitud.- Debido a que el cabezal de sobrecapacidad no sigue un plano horizontal, la longitud de éste se calcula de la siguiente manera:

$$L = \left[(ac)^2 + (bc)^2 \right]^{0.5} = \left[(13.53)^2 + (38.2)^2 \right]^{0.5} = \left[1642.26 \right]^{0.5}$$

$$L = 40.5 \text{ ft}$$

$$P_E = 11.5 \text{ (Psia)}$$

$P_o = 12.02 \text{ (Psia)}$ (Presión en el Tanque de Sello de la Sobrecapacidad)

Fórmulas:

$$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N = 247 P_2 d^2/W (M/T_o)^{0.5}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \sum K$$

$$\Sigma K = K_{\text{codo}} + K_{\text{de la T}} + K_{\text{entrada}}$$

$$\Sigma K = 0.19 + 0.5 + 0.35 = 1.04$$

Se sigue el mismo procedimiento de tanteos de diámetros

y se encontraron los siguientes resultados:

d(in)	(P ₂ /P _o /G/Gcni) _N	ΣK	N	P ₂ /P _o	P _o (calc)	P _o (real)	Accept.
19	2.25	1.04	1.334	0.941	12.2	12.02	No
20	2.59	1.04	1.310	0.956	12.02	12.02	SI
21	2.86	1.04	1.286	0.866	11.9	12.02	NO

De donde:

Diámetro del cabezal principal de

sobrecapacidad = 20 pulgadas

Cálculo y Diseño de los Tanques de Sello de las Etapas I y II

Desarrollo de la fórmula para conocer el diámetro en un tanque de sello.

Se sabe que el área transversal de un cilindro es:

$$A = \pi/4 D^2 \dots\dots\dots (1)$$

Por criterio de diseño en los tanques horizontales, que son los que se emplearán en las etapas I y II, el volumen de agua es aproximadamente la mitad de éstos. Por tanto, el área transversal disponible para que fluya el gas es el porcentaje restante, es decir:

$$A/2 = (\pi/8) D^2 \dots\dots\dots (2)$$

La fórmula de la velocidad del gas dentro del tanque es:

$$v = W / \rho_v A \sqrt{2} \dots\dots\dots (3)$$

sustituyendo (2) en (3), se tiene:

$$v = 8W / P_v \pi D^2 \dots\dots\dots (3')$$

Por la ley general del estado gaseoso, se tiene:

$$PV = nRT \dots\dots\dots (4)$$

$$n = m/M \dots\dots\dots (5)$$

sustituyendo (5) y (4) y reduciendo, se tiene:

$$m/V = PM/RT \dots\dots\dots (6)$$

pero,

$$\rho_v = m/V \dots\dots\dots (7)$$

$$\rho_v = PM/RT \dots\dots\dots (8)$$

sustituyendo (8) en (3') y reduciendo, se tiene:

$$D = (8WRT/PM \rho_v)^{0.5} \dots\dots\dots (9)$$

En este tipo de tanques la velocidad del gas no debe exceder la velocidad máxima permisible dentro del tanque, lo cual está dado por la siguiente fórmula:

$$v = K_2 (P_L - P_v / P_v) \dots\dots\dots (10)$$

Arreglando la ecuación (10) se tiene:

$$v = K_2 (P_L/P_v - 1/1)^{0.5} \cong K_2 (P_L/P_v)^{0.5} \dots\dots\dots (11)$$

sustituyendo (8) en (11), se tiene:

$$v = K_2 (P_L RT/PM)^{0.5} \dots\dots\dots (12)$$

Juzgando la conveniencia de que los diámetros de los tanques de las dos etapas sean iguales para que en su construcción sean acoplados en una sola unidad, y con ello obtener ventajas de índole económica y de espacio en el conjunto, se analizaron las variables de la ecuación (9), encontrándose una relación entre los gastos de las dos etapas y sus velocidades de flujo.

$$W_{II} = 4 W_I$$

$$v_{II} = 4 v_I$$

En el tanque de sello para la segunda etapa se empleará para su diseño la velocidad máxima permisible y en el correspondiente a la primera etapa se empleará siguiendo los criterios anteriormente mencionados el 25% de la velocidad máxima permisible.

Cálculo de las velocidades para los tanques de la primera y segunda etapa.

Datos para la primera etapa:

$$K_2 = 0.267 \text{ ft/seg} \times 3,600 \text{ seg/ 1 hr} = 961 \text{ ft/hr}$$

$$K_2 = 961 \text{ ft/hr}$$

K_2 = constante para el cálculo de la velocidad máxima permisible.

$$W_I = 6,380 \text{ lb/hr}$$

$$T = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$R = 10.73 \text{ psia ft}^3/\text{lb mol}^\circ\text{R}$$

$$L = 62.3 \text{ lb/ft}^3 \text{ (densidad del líquido)}$$

$$P = 11.6 \text{ psia (presión de diseño)}$$

sustituyendo en (12), se tiene:

$$v_I = 0.25 v_{II} = 0.25 \times 961 (62.3 \times 10.73 \times 750/11.6 \times 63)^{0.5}$$

$$= 0.25 \times 961 \times 26.2 = 6,300 \text{ ft/hr}$$

$$v_I = \underline{\underline{6,300 \text{ lb/hr}}}$$

Datos para la segunda etapa:

$$K = 961 \text{ ft/hr}$$

$$W_{II} = 25,520 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$R = 10.73 \text{ psia ft}^3/\text{lb mol}^\circ\text{R}$$

$$L = 62.3 \text{ lb/ft}^3$$

$$P = 11.6 \text{ psia}$$

sustituyendo en (12) se tiene:

$$v_{II} = 961 (62.3 \times 10.73 \times 750/11.6 \times 63)^{0.5} = 961 \times 26.2 = 25,200$$

$$v_{II} = \underline{\underline{25,200 \text{ ft/hr}}}$$

Cálculo del diámetro de los tanques de sello para las etapas I y II.

Sustituyendo en (9) se tiene:

$$D = (8 \times 6.380 \times 10.73 \times 750 / 11.6 \times 63 \times 3.14 \times 6.300)^{0.5} = (28.4)^{0.5}$$

$$= 5.33$$

$$D = 5.33 \text{ ft}$$

Sustituyendo en (9) los datos para la segunda etapa, se tiene:

$$D = (8 \times 25,520 \times 10.73 \times 750 / 11.6 \times 63 \times 3.14 \times 25.200)^{0.5} = (28.4)^{0.5}$$

$$= 5.33$$

$$D = 5.33 \text{ ft}$$

Longitud:

Para encontrar la longitud de la unidad, formada por am los tanques, se toma una relación $L'/D = 1.2$ para cada tanque

$$L/D = 1.2$$

de donde:

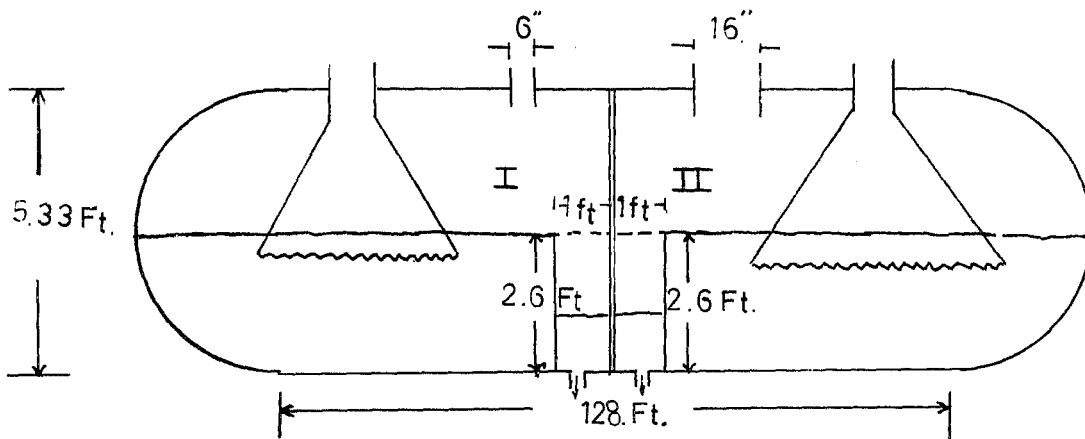
$$L_I = 1.2 \times D = 1.2 \times 5.33 = 6.396 \text{ ft} \approx 6.4 \text{ ft}$$

$$L_I = L_{II}$$

$$L_{\text{total}} = L_I + L_{II}$$

$$L_{\text{total}} = 6.4 + 6.4 = 12.8 \text{ ft}$$

Long = 12.8 ft (Esta longitud es la que hay entre las costuras de las tapas de la unidad).

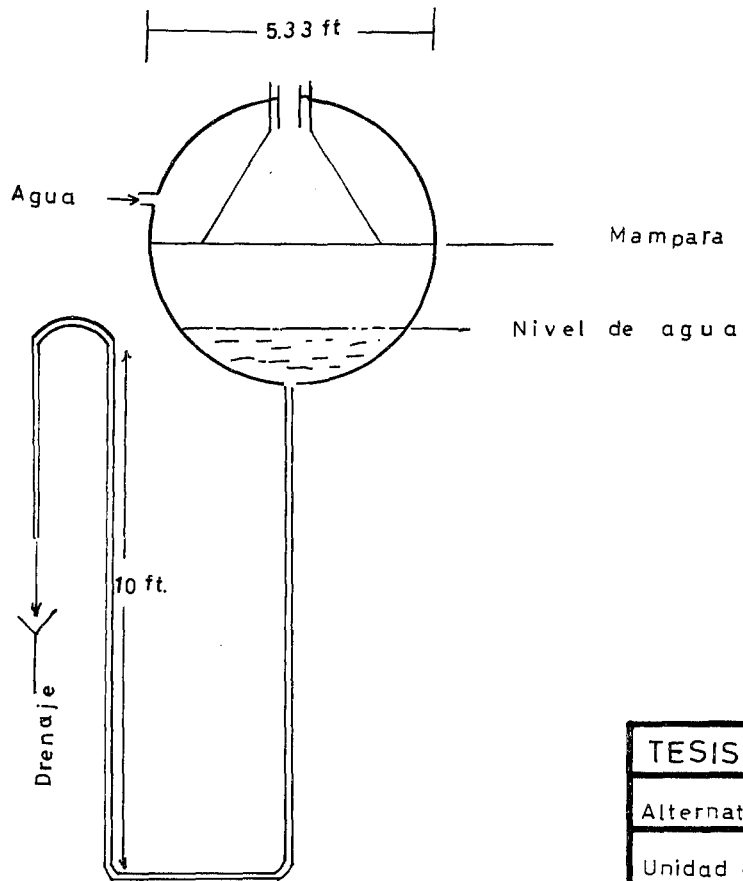


TESIS PROFESIONAL

Alternativa N° 2 Dibujo N° 2-9

Unidad de tanques de sello

Acotación: ft, in Escala 1: 30.5



TESIS PROFESIONAL

Alternativa N° 2 Dibujo N° 2-10

Unidad de tanques de sello

Acotación: ft, in Escala 1:30.5

Unidad de tanques de sello de las etapas I y II (Ver dib. 2-9)

Rebosadero.- Estos están formados por mamparas que se localizan a 1ft de la división entre los tanques y su altura en congruencia con el criterio seguido para el cálculo del diámetro se fijó en 2.66 ft.

Entre la base de los rebosaderos de los tanques y el drenaje existen dos curvas de sello en forma de U de 10 ft de altura de agua. (Ver dib. 2-10)

En los tanques de sello existen dos presiones límite para su funcionamiento.

La presión máxima o presión de diseño de tanque a la cual se alcanza la máxima velocidad de quemado para estas etapas es 11.6 psia como se determinó anteriormente. La presión mínima es aquella a la cual empieza a trabajar la etapa correspondiente. Para el caso de la primera etapa, la presión mínima debe fijarse dentro del rango existente entre la presión máxima (11.6 psia) y la presión atmosférica (11.3 psia). Por criterio de diseño se determina en 11.43 psia.

Para el caso de la segunda etapa, la presión mínima debe fijarse dentro del rango existente entre la presión máxima (11.6 psia) y la presión mínima (11.3 psia) de la primera etapa (todo esto es con el fin de que antes de que la primera etapa alcance su máxima velocidad de quemado, entre en funcionamiento la segunda etapa para obtener una opera---

ción de quemado sin violencia). Siguiendo el mismo criterio se fijó en -
11.53 psia.

Con estas presiones mínimas para las etapas I y II se de-
termina la profundidad que deben tener los tubos de entrada a los tanques
por debajo del nivel del agua de sello.

Para la primera etapa se tiene:

$$\text{Presión mínima} = P_{mI} = 11.43 \text{ psia.}$$

$$P_{mI} - P_{atm} = 11.43 - 11.3 = 0.13 \text{ psia}$$

$$\text{columna de agua} = 0.13 \text{ psia} \times 2.307 \text{ ft H}_2\text{O/psia.}$$

$$= 0.3 \text{ ft H}_2\text{O}^\#.$$

Profundidad del tubo en el sello de
agua de la etapa I = 0.3 ft

Longitud del tubo de entrada dentro
del tanque de la etapa I = 2.97 ft

Para la segunda etapa se tiene:

$$\text{Presión mínima} = P_{mII} = 11.53 \text{ psia}$$

$$P_{mII} - P_{atm} = 11.53 - 11.3 = 0.23 \text{ psig}$$

$$\text{Columna de agua} = 0.23 \text{ psig} \times 2.807 \text{ ft H}_2\text{O/psig}$$

$$= 0.53 \text{ ft H}_2\text{O}$$

Profundidad del tubo en el sello
de agua de la etapa II = 0.53 ft

Longitud del tubo de entrada dentro
del tanque de la etapa II = 3.20 ft

Para evitar un impacto muy violento del gas al entrar - en contacto con la superficie del agua, a los tubos de entrada del gas se les da un ensanchamiento cónico y con el fin de aminorar el tamaño de - las burbujas que el gas forma en el agua, los extremos de éstos conos de - ben hacerse dentados.

Cálculo y Diseño del tanque de sobrecapacidad.

Este tanque será vertical debido a que las condiciones - de gasto y presión son mayores que las condiciones correspondientes a las etapas I y II.

La fórmula que se utiliza para el cálculo del diámetro - se deduce de la misma manera que la utilizada en los tanques horizonta-- les, con la única diferencia de que aquí se emplea toda el área transver-- sal para el flujo del gas. La fórmula considerando la velocidad máxima - permisible queda así:

$$D^2 = 4W/\pi K (RT/P_L PM)^{0.5}$$

Datos:

$$W_{sc} = 127,600 \text{ lb/hr}$$

$$T = 750^{\circ}\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$K = 961 \text{ ft/hr}$$

$$R = 10.73 \text{ psia ft}^3/\text{lb mol}^{\circ}\text{R}$$

$$L = 62.3 \text{ lb/ft}^3$$

$$P = 12.02 \text{ psia (presión máxima o de diseño)}.$$

sustituyendo datos, se tiene:

$$\begin{aligned} D^2 &= 4 \times 127,600 / 3.14 \times 961 (10.73 \times 750 / 62.3 \times 12.02 \times 63)^{0.5} \\ &= 169 \times 0.41 = 69.4 \end{aligned}$$

$$D = 8.33 \text{ ft}$$

Longitud del tanque.

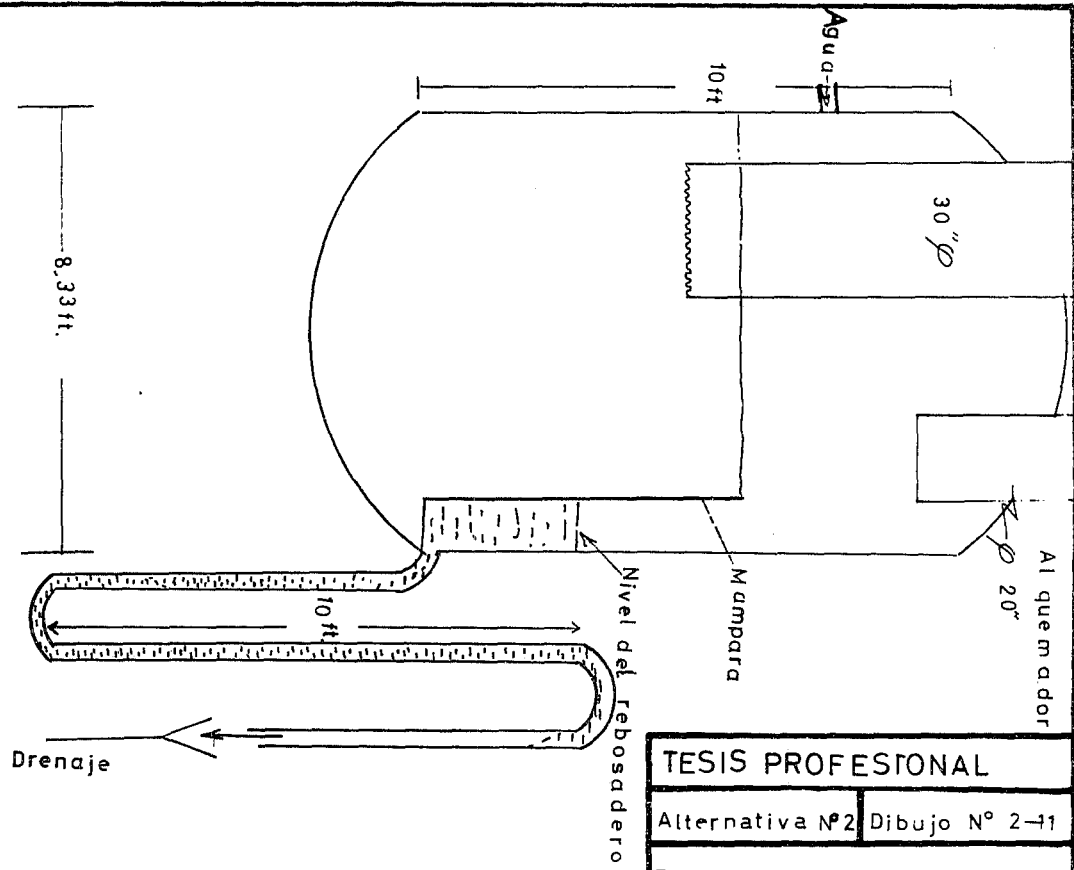
Se utiliza la relación $L/D = 1.2$

$$L = 1.2D = 1.2 \times 8.33 = 10 \text{ ft}$$

$$L = 10 \text{ ft}$$

Para la sobrecapacidad se tiene:

Presión mínima = $P_{m,sc} = 11.75 \text{ psia}$ (se fija siguiendo el mismo criterio - utilizado en las etapas I y II).



TESIS PROFESIONAL

Alternativa Nº 2 | Dibujo Nº 2-11

Tanque de sello de la sobrecapacidad

Acotacion ft,in | Escala 1:30.5

$$P_{m,sc} - P_{atm} = 11.75 - 11.3 = 0.45 \text{ psig}$$

$$\begin{aligned} \text{Columna de agua} &= 0.45 \text{ psig} \times 2.307 \text{ ft H}_2\text{O/psig} \\ &= 1.04 \text{ ft H}_2\text{O} \end{aligned}$$

Profundidad del tubo en el

sello de agua de la sobrecapacidad = 1.04 ft

Rebosadero.- Este está formado por una mampara que se localiza a 1 ft - de la pared del tanque y su altura es de 5 ft.

Este tanque también lleva una curva de sello de agua - en forma de U de 10 ft de altura que desemboca en el drenaje.

Longitud del tubo de entrada dentro

del tanque de sobrecapacidad = 6.04 ft

En este tipo de tanques el tubo de entrada es recto y su extremo es dentado para disminuir la violencia del burbujeo (Ver dib. 2-11)

En los tanques, ya sean verticales u horizontales, es necesario reponer el agua de sello que se pierde por el drenaje, mediante un - gasto constante de 20 GPM.

Cálculo y Diseño del Sistema de Conducción. (Ver plano No. 2)

Cálculo del ramal I.

Se calcula primero este ramal para conocer una de las presiones extremas del cabezal principal, es decir P_{LI} .

Datos:

$$W = 380,000 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 680^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 81.9 \text{ ft}$$

$$P_{P1} = P_o = 21.3 \text{ psia (presión de salida en la planta I).}$$

$$P_{LI} = P_2 = ?$$

Fórmulas:

$$(G/G_{cni})_N = W/247 P_o d^2 (T_o/M)^{0.5} \dots\dots\dots (1)$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K \dots\dots\dots (2)$$

se supone un $d = 26 \text{ in}$

$$(G/G_{cni})_N = 380,000/247 \times 21.3 \times 26^2 (680/63)^{0.5} = 0.1068 \times 3.28$$

$$= 0.3503$$

$$N = 0.27 \times 81.9/26^{1.23} + \Sigma K$$

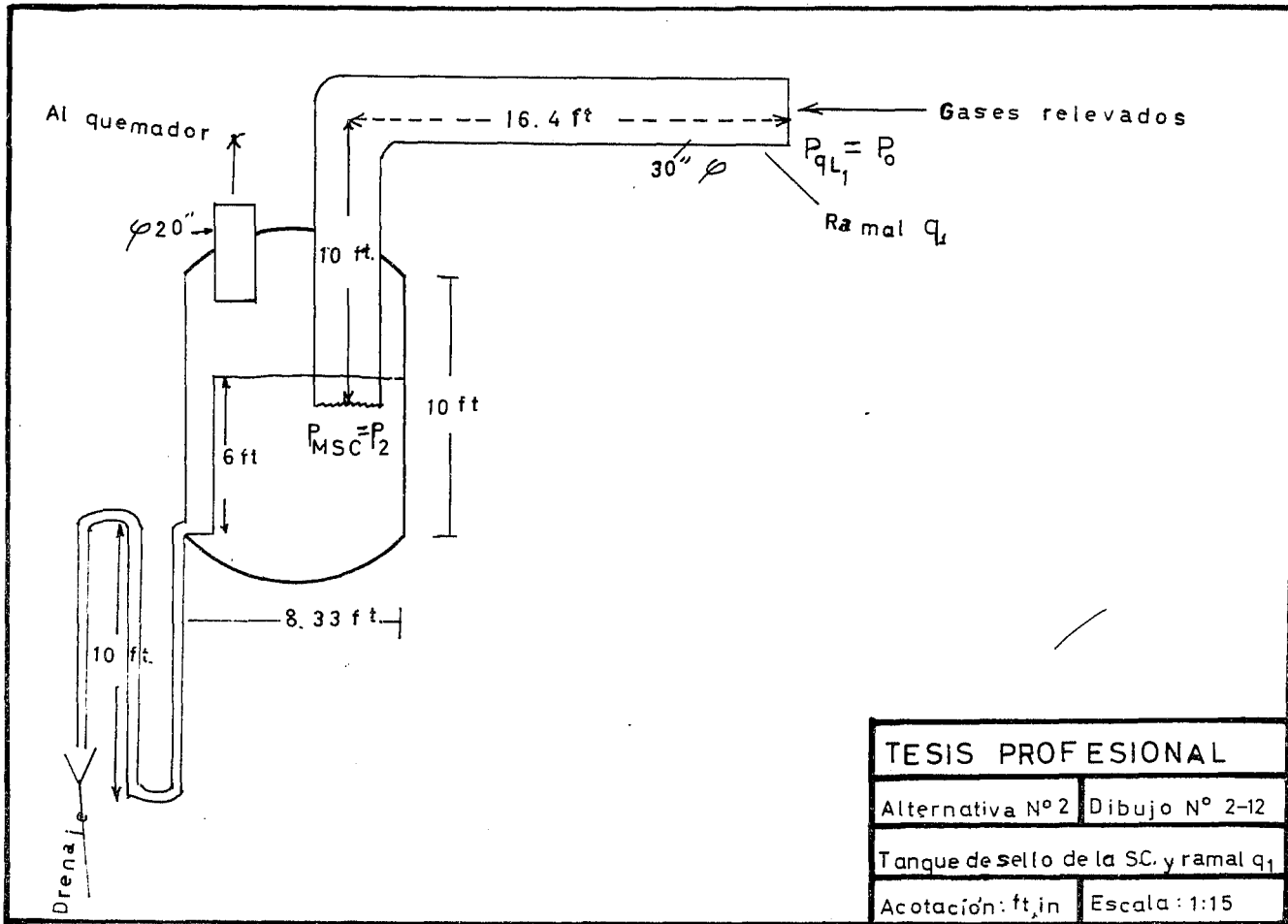
$$\Sigma K = K \text{ entrada del gas a la tubería} = 1$$

$$N = 0.402 + 1 = 1.402$$

De la gráfica 1-7 y con $(G/G_{cni})_N$ y N , se obtiene:

$$P_2/P_o = 0.96$$

sustituyendo P_o y despejando P_2 , se tiene:



TESIS PROFESIONAL	
Alternativa N° 2	Dibujo N° 2-12
Tanque de sello de la SC. y ramal q ₁	
Acotación: ft., in	Escala: 1:15

$$P_2 = 0.96 \times 21.3 = 20.44 \text{ psia}$$

$$\Delta P = P_0 - P_2 = 21.3 - 20.44 = 0.86 \text{ psig}$$

Como la caída de presión no es lo suficientemente pequeña no se acepta este diámetro.

Los siguientes tanteos se reducen en la tabla anexa:

d(in)	(G/Gcni) _N	ΣK	N	P ₂ P ₀	P ₂ (psia)	P	Aceptación
26	0.3503	1	1,402	0.96	20.44	0.86	NO
28	0.3021	1	1.367	0.975	20.76	0.54	NO
30	0.2632	1	1,337	0.98	20.87	0.43	SI

$$\therefore P_{LI} = 20.87 \text{ psia}$$

Cálculo del ramal q₁:

Este se calcula en segundo lugar, con el objeto de conocer la otra presión extrema del cabezal principal y poder ya calcular éste. (Ver Dib. 2-12).

Datos:

$$W_{q_1} = W_t/8 = 1'253,000/8 = 156,625 \text{ lb/hr}$$

$$T_0 = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 26.4 \text{ ft}$$

$$P_{msc} = P_2 = 12.02 \text{ psia}$$

$$P_{qLI} = P_o = ?$$

Fórmulas:

$$(P_2/P_o/G/Gcni)_N = 247P_2d^2/W (M/T_o)^{0.5} \dots\dots\dots (1)$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K \dots\dots\dots (2)$$

Los tanteos efectuados con diferentes diámetros se encuentran indicados en la tabla siguiente:

d(in)	$(P_2/P_o/G/Gcni)_N$	ΣK	N	P_2/P_o	$P_o(\text{psia})$	P	Aceptac.
36	7.124	0.6	0.6868	0.999	12.032	0.012	NO
30	4,956	0.650	0.758	0.972	12.36	0.34	SI

∴ $P_{qLI} = 12.36 \text{ psia}$ y $d = 30 \text{ in}$

Cálculo del diámetro del cabezal principal.

Datos:

$$W_f = 1'253,000 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^\circ \text{ R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 1,692.7 \text{ ft.}$$

$$P_{LI} = P_o = 20.87 \text{ psia}$$

$$P_{qLI} = P_2 = 12.3 \text{ psia}$$

Fórmulas:

$$(G/G_{cni})_N = W/247 \text{Pod}^2 (T_o/M)^{0.5}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K$$

$$\Sigma K = \Sigma K_8 \text{ salidas} + \Sigma K_5 \text{ entradas} + K_{\text{codo}}$$

Los tanteos efectuados para encontrar el diámetro se resumen en la tabla siguiente:

d(in)	(G/G _{cni}) _N	ΣK	N	P ₂ /P _o	P ₂ (calc)	P ₂ (real)	Aceptar
36	0.6465	2.91	8.48	---	---	12.36	NO
40	0.5236	2.90	7.79	0.35	7.30	12.36	NO
41	0.4984	2.90	7.68	0.47	9.39	12.36	NO
42	0.4749	2.89	7.502	0.592	12.36	12.36	SI
46	0.3959	2.88	7.000	0.76	15.86	12.36	NO

Conclusión: Se acepta el diámetro de 42 in en el cabezal principal.

Cálculo de las presiones en cada una de las uniones de los ramales con el cabezal principal.

Fórmulas Usadas:

$$(G/G_{cni})_N = W/247 \text{Pod}^2 (T_o/M)^{0.5}$$

$$N = 0.27 L/d^{1.23} + \Sigma K$$

Los cálculos se reducen en la tabla siguiente:

Po (psias)	W (lb/hr)	T (°R)	(G/Gcni) _N	L (ft)	ΣK	N	P ₂ (psias)
P _{L1} =20.87	380,000	680	0.137	131.1	0.2	0.5572	P _{LVI} =20.66
P _{LM} =20.66	405,000	750	0.1538	563.9	0.2	1.736	P _{LIV} =20.24
P _{LIV} =20.24	460,500	730	0.1745	127.8	0.2	0.5482	P _{LV} =20.03
P _{LV} =20.03	565,000	740	0.2154	81.9	0.2	0.4231	P _{LII-III} =19.82
P _{LII-III} =19.82	1253,000	720	0.490	750.8	0.5	2.54	P _{qL5} =16.84
P _{q5} =16.84	1096,375	720	0.505	49.18	0.2	0.334	P _{qL4} =15.99
P _{qL4} =15.99	939,750	720	0.4559	24.6	0.2	0.267	P _{qL8} =15.35
P _{q8} =15.35	783,125	720	0.395	24.6	0.2	0.267	P _{qL3} =14.73
P _{qL3} =14.73	625,500	720	0.329	24.6	0.2	0.267	P _{qL7} =14.15
P _{qL7} =14.15	469,875	720	0.2576	24.6	0.2	0.267	P _{qL2} =13.58
P _{qL2} =13.58	313,250	720	0.1789	24.6	0.2	0.267	P _{qL6} =13.04
P _{qL6} =13.04	156,625	720	0.093	24.6	0.2	0.267	P _{qL1} =12.36

Cálculo de las líneas que van del cabezal principal a los tanques de sobrecapacidad.

Cálculo de la línea qL6:

Datos:

$$W_{q6} = 156,625 \text{ lb/hr}$$

$$T = 750^{\circ}\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 26.4 \text{ ft}$$

$$P_{qL6} = 13.04 \text{ psia} = P_0$$

$$P_{q6} = 12.02 \text{ psia} = P_2$$

Fórmulas:

$$(P_2/P_0/G/G_{cni})_N = 247 P_2 d^2/W (M/T_0)^{0.5}$$

$$N = 0.27L/d^{1.23} + \sum K$$

Tabla de Resultados:

d(in)	$(P_2/P_0/G/G_{cni})_N$	$\sum K$	N	P_2/P_0	Pa(calc)	Pa(real)	Aceptar
28	4.3	0.45	0.568	0.995	12.08	13.04	NO
20	2.19	0.5	0.618	0.966	12.43	13.04	NO
16	1.40	0.6	0.83	0.92	13.04	13.04	SI
15	1.23	0.65	0.875	0.9166	13.11	13.04	NO

Cálculo de la línea qL2:

Datos:

$$W = 156,625 \text{ lb/hr}$$

$$T_0 = 750^{\circ}\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 26.4 \text{ ft}$$

$$q_{L2} = 13.58 \text{ psia} = P_0$$

$$P_{q2} = P_2 = 12.02 \text{ psia}$$

Tabla de Resultados:

d(in)	$(P_2/P_0/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/P_0	Po(calc)	Po(real)	Aceptar
10	0.549	0.5	0.9	0.805	14.99	13.58	NO
12	0.7915	0.5	0.835	0.815	14.65	13.58	NO
14	1.07	0.5	0.78	0.885	13.58	13.58	SI

Nota: Los gastos, temperaturas, pesos moleculares, longitudes para las líneas q_{L7} , q_{L3} , q_{L8} , q_{L4} y q_{L5} son los mismos que los usados en las líneas 9 anteriores.

Cálculo de la línea q_{L7} :

Datos:

$$P_{qL7} = P_0 = 14.15 \text{ psia}$$

$$P_{q7} = P_2 = 12.02 \text{ psia}$$

Resultados:

d(in)	$(P_2/P_0/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/P_0	Po(calc)	Po(real)	Aceptar
13	0.92	0.5	0.8	0.859	14.15	14.15	SI

Cálculo de la línea P_{qL3} :

Datos:

$$P_{qL3} = P_0 = 14.73 \text{ psia}$$

$$P_{q3} = P_2 = 12.02 \text{ psia}$$

Tabla de Resultados:

d(in)	$(P_2/P_0/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/P_0	Po(calc)	Po(real)	Aceptar
11	0.665	0.5	0.87	0.77	15.60	14.73	NO
12	0.7915	0.5	0.835	0.815	14.65	14.73	SI

Cálculo de la línea $qL8$:

Datos:

$$qL8 = P_0 = 15.35 \text{ psia}$$

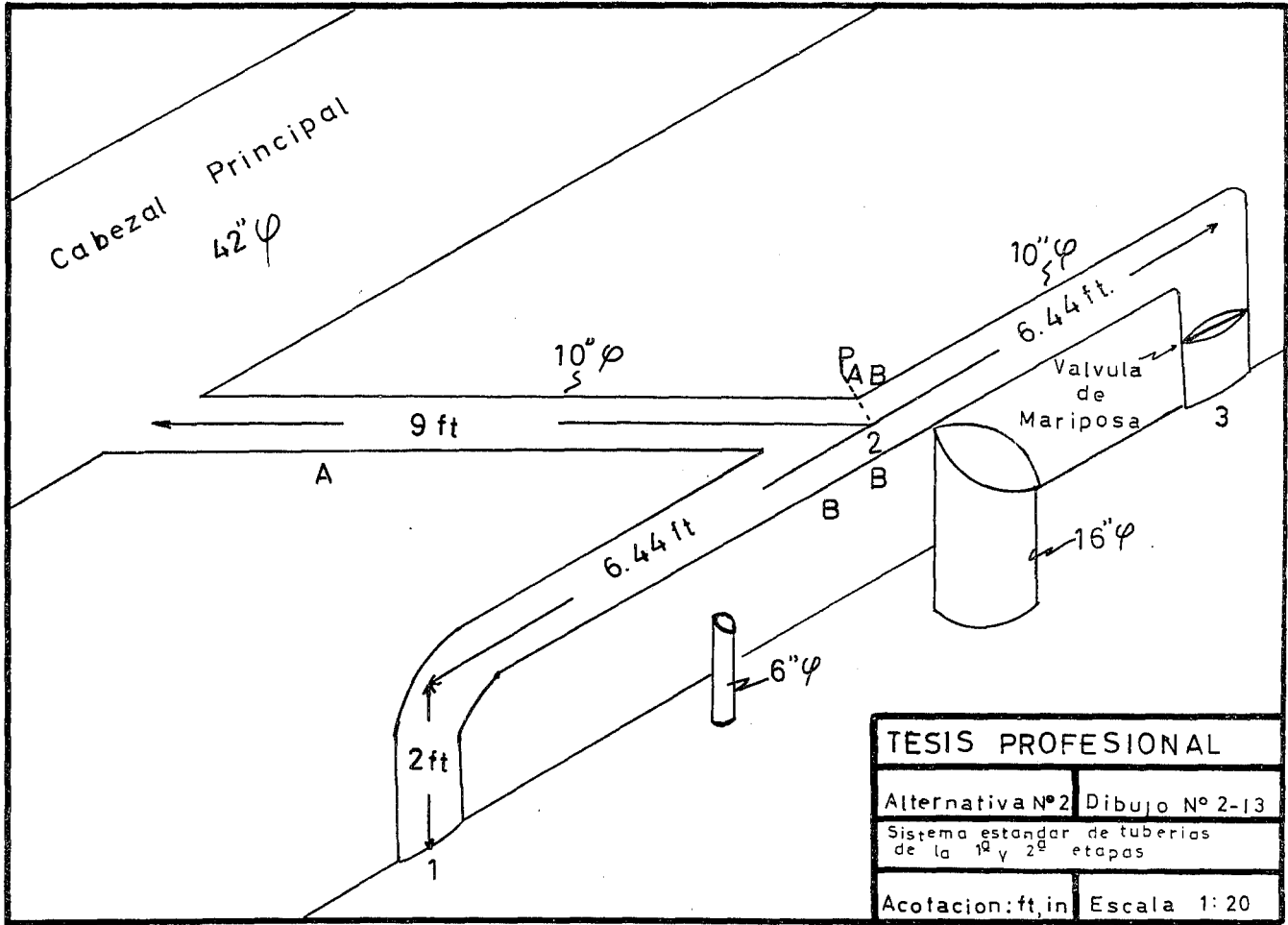
$$qL8 = P_2 = 12.02 \text{ psia}$$

Tabla de resultados.

d(in)	$(P_2/P_0/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/P_0	Po(calc)	Po(real)	Aceptar
11	0.665	0.5	0.87	0.77	15.60	14.73	SI

Líneas $qL4$ y $qL5$:

Para estas líneas se recomienda que se acepte un diámetro de 11 in, debido a que las diferencias de presión en el cabezal princi



pal, son muy pequeños y el peligro al que se expondría el sistema de -- caer en un flujo sónico.

Cálculo del Sistema Stándar de Tuberías para la primera y segunda etapa de los ocho quemadores (Ver Dib. 2-13)

Cálculo del cabezal de distribución (A).

Datos:

$$W_{p-11} = 31,900 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^{\circ}\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 9 \text{ ft}$$

$$P_{msc} = P_o = 12.02 \text{ Psia}$$

$$P_{AB} = P_2 = 11.98 \text{ Psia}$$

Los tanteos efectuados para diferentes diámetros se resumen en la tabla siguiente:

d(in)	$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/p_o	Po(calc)	Po(real)	Aceptación
6	1.07	0.5	0.768	0.93	12.87	12.02	NO
8	1.86	0.5	0.689	0.984	12.17	12.02	NO
10	2.75	0.5	0.634	0.991	12.02	12.02	SI

Diámetro de la Línea A = 10 Pulgadas.

Cálculo de la Línea (B)

Se calcula desde el punto (1) al punto (2) y este mismo diámetro es el que funciona entre (2) y (3).

Datos:

$$W_{II} = 25,520 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^{\circ}\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lbmol}$$

$$L = 11.44 \text{ ft}$$

$$P_{AB} = P_o = 11.98 \text{ Psia}$$

$$P_T = P_2 = 11.6 \text{ Psia}; \Sigma K = K_{\text{de la T}} + K_{\text{codo}}$$

Los resultados se resumen en la tabla siguiente:

d(in)	$(P_2/P_o/G/G_{cni})_N$	ΣK	N	P_2/P_o	Po(calc)	Po(real)	Acceptac.
6	1.195	1.40	1.72	0.825	14.05	11.98	NO
7	1.62	1.35	1.63	20.87	13.56	11.98	NO
8	2.12	1.33	1.58	70.933	12.4	11.98	NO
9	2.64	1.33	1.54	0.965	12.1	11.98	NO
10	3.31	1.33	1.53	30.975	11.98	11.98	SI

Diámetro de la Tubería B = 10 pulgadas.

Caída de presión que debe dar la válvula en la primera

etapa.

Esta es una válvula de mariposa, cuya caída de presión con el máximo gasto se calcula de la manera siguiente:

Caída de Presión que da esta tubería con el gasto máximo (1a. etapa) sin la válvula.

Datos:

$$W_1 = 6,380 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 750^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 11.44 \text{ ft}$$

$$P_{AB} = P_o = 11.98 \text{ Psia}$$

$$P_T = P_2 = ?$$

Fórmulas:

$$(G/G_{cni})_N = W/247 P_o d^2 (T_o/M)^{0.5}$$

$$N = 0.27 \times L/d^{1.23} + \sum K$$

sustituyendo datos:

$$(G/G_{cni})_N = 6,380/247 \times 11.98 \times 10^2 (750/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.0743}}$$

$$N = 0.27 \times 11.44/10^{1.23} + 1.33$$

$$N = 0.203 + 1.33 = 1.533$$

$$N = \underline{\underline{1.533}}$$

De la gráfica 1-7:

$$P_2/P_0 = 0.9999$$

$$P_2 = 0.999 \times 11.98 = 11.97 \text{ Psia}$$

$$P_2 = 11.97 \text{ (sin existir la válvula).}$$

Como en el tanque la presión real es 11.6 la diferencia entre la presión sin válvula y ésta, será la que tenga que causar la válvula.

$$\Delta P = 11.97 - 11.6 = \underline{\underline{0.37}}$$

De donde la válvula de mariposa es de 10 pulgadas y se ajustará manualmente, de tal manera que al máximo gasto de 6,380lb/hr causará una caída de presión de 0.37 Psia.

Cálculo del Ramal VI

Datos:

$$W_{VI} = 25,500 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 1,200^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lbmol}$$

$$L = 36 \text{ ft}$$

$$P_{PIII} = P_o = 21.3 \text{ Psia}$$

$$P_{LVI} = P_2 = 20.66 \text{ Psia}$$

$$d = 9 \text{ in (supuesto)}$$

$$\Sigma K = 1$$

$$(G/G_{cni})_N = 25,500/247 \times 21.3 \times 9^2 (1,200/63)^{0.5} = \underline{\underline{0.262}}$$

$$N = 0.27 \times 36/9^{1.23} + 1 = \underline{\underline{1.65}}$$

Del dib. 1-7

$$P_2/P_0 = 0.975$$

De donde:

$$P_2 = 0.975 \times 21.3 = 20.66 \text{ Psia}$$

∴ Diámetro del Ramal VI = 9 pulgadas.

Cálculo del Ramal IV

Datos:

$$W_{II} = 55,000 \text{ lb/hr}$$

$$T_0 = 685^\circ \text{ R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lbmol}$$

$$L = 98.3 \text{ ft}$$

$$P_{PIV} = P_0 = 21.3 \text{ Psia}$$

$$P_{LIV} = P_2 = 20.24 \text{ Psia} \quad d = ?$$

$$\Sigma K = 1 \text{ suponiendo } d = 10 \text{ in}$$

$$(G/G_{cni})_N = 55,000/247 \times 21.3 \times 10^2 (685/63)^{0.5}$$

$$= \underline{\underline{0.343}}$$

$$N = 0.27 \times 98.3 / 10^{1.23} + 1 = \underline{\underline{2.58}}$$

Del dib. 1-7:

$$P_2/P_0 = 0.95$$

de donde:

$$P_2 = 21.3 \times 0.95 = 20.24 \text{ Psia}$$

∴ Diámetro del Ramal IV = 10 pulgadas.

Cálculo del Ramal V.

Datos:

$$W_V = 104,500 \text{ lb/hr}$$

$$T_0 = 780^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 36 \text{ ft}$$

$$P_{PIV} = P_0 = 21.3 \text{ Psia}$$

$$P_{LV} = P_2 = 20.03 \text{ Psia}$$

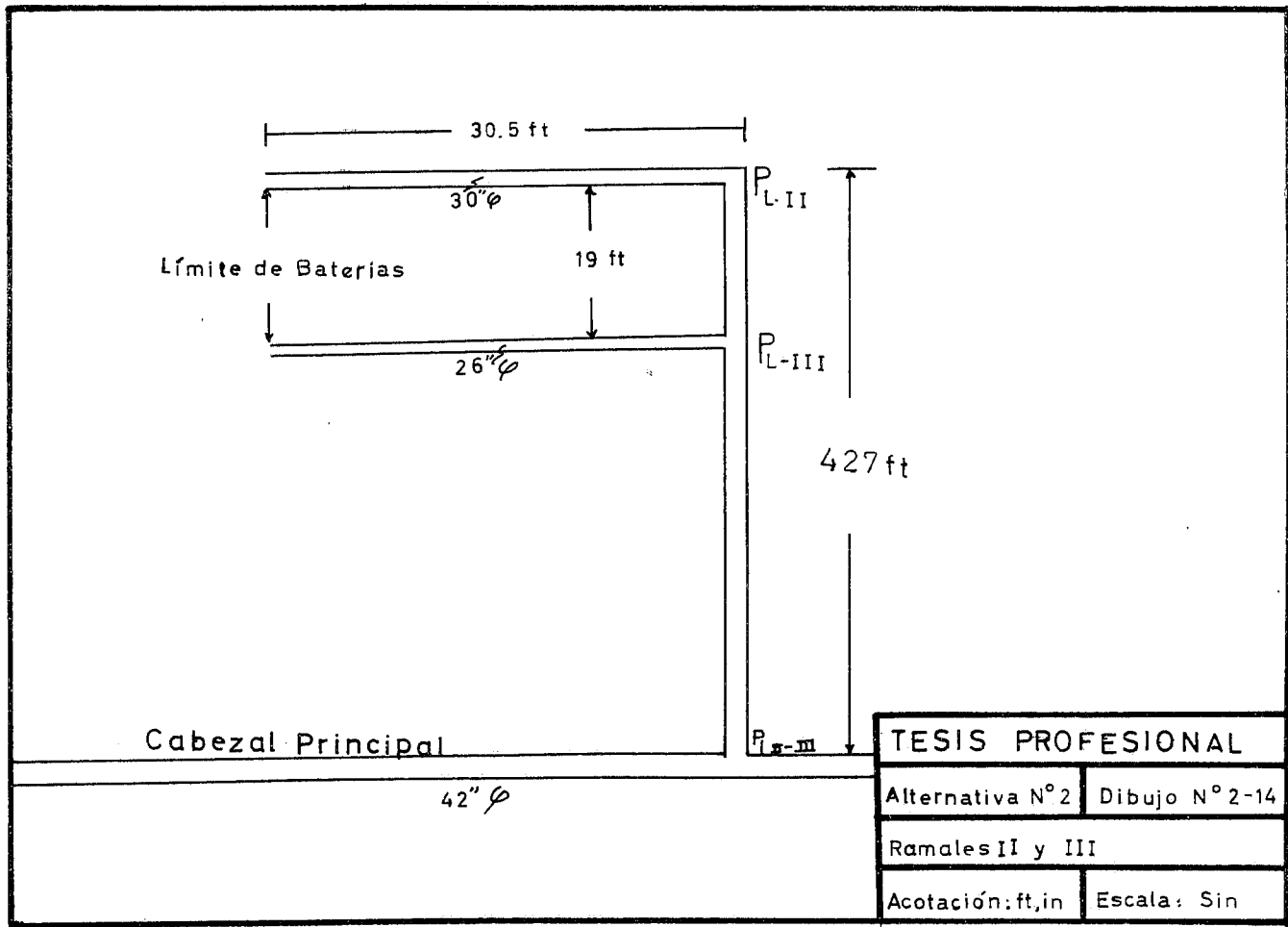
$$\sum K = 1$$

$$d = ?$$

suponiendo $d = 12$ pulgadas:

$$\begin{aligned} (G/G_{cni})_N &= 104,500/247 \times 21.3 \times 12^2 (780/63)^{0.5} \\ &= \underline{\underline{0.485}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N &= 0.27 \times 36/12^{1.23} + 1 \\ &= \underline{\underline{1.456}} \end{aligned}$$



TESIS PROFESIONAL	
Alternativa N° 2	Dibujo N° 2-14
Ramales II y III	
Acotación: ft, in	Escala: Sin

Del dib. 1-7

$$P_2/P_o = 0.940$$

de donde:

$$P_2 = 0.940 \times 21.3 = 20.03 \text{ Psia}$$

• • • Diámetro del Ramal V = 12 pulgadas.

Cálculo del Ramal II-III $d = ?$

Datos:

$$W_{II-III} = 688,000 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 730^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$P_{LII-III} = 19.82 \text{ Psia} \quad (\text{Ver dib. 2-14})$$

Para dimensionar el cabezal II-III es necesario conocer - las dos presiones extremas de este cabezal, se conoce $P_{LII-III}$, pero se ig nora P_{LII} , la cual se calcula dimensionando el Ramal II.

Cálculo del Ramal II. $d = ?$, $P_{LII} = ?$

Datos:

$$W = 388,000 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 685^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$P_{P11} = P_o = 21.3 \text{ Psia}$$

$$L = 30.5 \text{ ft}$$

$$\Sigma K = 1$$

suponiendo $d = 30 \text{ in}$

$$\begin{aligned} (G/G_{cni})_N &= 388,000/247 \times 21.3 \times 30^2 (685/63)^{0.5} \\ &= 0.269 \end{aligned}$$

$$N = 0.27 \times 30.5/30^{1.23} + 1$$

$$= \underline{\underline{1.13}}$$

Del Dib. 1-7

$$P_2/P_o = 0.985$$

de donde:

$$P_2 = 0.985 \times 21.3 = 20.98$$

∴ Diámetro del Ramal II = 30 pulgadas

Cálculo del diámetro del Ramal II-III

Datos:

$$W = 688,000 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 730^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lbmol}$$

$$P_{L11} = P_o = 20.98 ; P_{L11-III} = P_2 = 19.82$$

$$L = 427 \text{ ft}$$

$$\Sigma K = 0.21 (K_{de} T) + (\text{expansión}) = 1.21$$

$$d = ?$$

suponiendo $d = 40$ pulgadas

$$(P_2/P_o/G/G_{eni})_N = 247 \times 19.82 \times 40^2 / 688,000 (63/730)^{0.5}$$

$$= \underline{\underline{3.37}}$$

$$N = 0.27 \times 427 / 40^{1.23} + 1.21$$

$$= \underline{\underline{2.43}}$$

del dib. 1-7:

$$P_2/P_o = 0.95$$

de donde:

$$P_o = 19.82 / 0.95 = 20.98 \text{ Psia}$$

∴ Diámetro del Cabezal II-III = 40 pulgadas.

Cálculo del Ramal III.

Primero se tiene que calcular P_{LIII} a partir de P_{LII} , a lo largo del cabezal II-III para poder dimensionar después el diámetro del Ramal III, en base a dos presiones (P_{PIII} y P_{LIII}).

Cálculo de P_{LIII} a partir de P_{LII}

Datos:

$$W_{II} = 388,000 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 685^\circ R$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 61 \text{ ft}$$

$$P_{LII} = P_o = 20.98$$

$$P_{LIII} = P_2 = ?$$

$$d = 40 \text{ in}$$

$$\sum K = 0.2$$

$$(G/G_{cni})_N = 388,000/247 \times 20.98 \times 40^2 (685/63)^{0.5}$$

$$= \underline{\underline{0.154}}$$

$$N = 0.27 \times 61/40^{1.23} + 0.2$$

$$= \underline{\underline{0.374}}$$

Del dib. 1-7

$$P_2/P_o = 0.998$$

de donde:

$$P_2 = 0.998 \times 20.98 = 20.93 \text{ Psia}$$

$$\therefore P_{LIII} = 20.93 \text{ Psia}$$

Cálculo del Ramal III

Datos:

$$W_{III} = 300,000 \text{ lb/hr}$$

$$T_o = 760^\circ\text{R}$$

$$M = 63 \text{ lb/lb mol}$$

$$L = 30.5 \text{ ft}$$

$$P_{P\text{III}} = P_o = 21.3 \text{ Psia}$$

$$P_{L\text{III}} = P_2 = 20.93 \text{ Psia}$$

$$\Sigma K = 1$$

$$d = ?$$

suponiendo diámetro ≈ 26 in

$$(G/G_{\text{cni}})_{N1} = 300,00/247 \times 21.3 \times 26^2 (760/63)^{0.5}$$

$$= \underline{\underline{0.295}}$$

$$N = 0.27 \times 30.5 / 26^{1.23} + 1$$

$$= \underline{\underline{1.15}}$$

Del dib. 1-7

$$P_2/P_o = 0.98$$

de donde:

$$P_2 = 21.3 \times 0.98 = 20.93 \text{ Psia}$$

• • Diámetro del Ramal III = 26 Pulgadas.

ANALISIS, ESTUDIO COMPARATIVO Y SELECCION DE LA ALTERNATI- VA MAS APROPIADA.

Las alternativas más seguras para el medio ambiente, --
equipo y personal que fueron desarrolladas son dos, por lo que sus ventajas
y desventajas serán analizadas y comparadas para decidir cual de ambas es
la más apropiada, o si las dos desde un punto de vista muy particular son
igualmente apropiadas para darle la solución al problema del relevo en la
refinería supuesta de que se trata.

A) SEGURIDAD

QUEMADORES DE TIRO ELEVADO

POR SU LOCALIZACION EN UNA ZONA de quemado-
res muy alejada de las plantas de proceso actuales y futuras así como de -
las zonas de servicios auxiliares y de almacenamiento su trabajo no pre--
senta ningún riesgo para las áreas mencionadas y por su altura, el personal
y equipo situado en sus cercanías inmediatas no corre el riesgo de ser da-
ñados por las radiaciones. Así en caso de que una persona fuese sorprendi-
da por un máximo relevo dentro del área de influencia térmica del quema-
dor, este puede a la velocidad de carrera de una persona normal, ponerse

fuera del alcance de las radiaciones caloríficas liberadas por la flama del quemador más inmediato.

QUEMADORES MULTIJET

Aunque son localizados en un área de quemadores mucho más cercana que en el anterior paso, ésta se encuentra lo bastante alejada de las instalaciones existentes y orientada en tal forma con respecto a los vientos predominantes, que su funcionamiento es totalmente seguro para la refinería y en lo que respecta al personal que fuese sorprendido por un relevo máximo en esta zona de quemadores, no corre grave peligro porque además de contar con un diseño que no permite que las flamas originadas en la combustión emitan el total de sus radiaciones caloríficas a los alrededores, estos quemadores aunque menos altos son más numerosos y por lo tanto de flamas más pequeñas, así una persona normal cualquiera se puede alejar de esta zona con una corta carrera.

B) EFICIENCIA.

Ambos sistemas de conducción y eliminación segura de los relevos fueron calculados en base a presiones de relevo muy pequeñas (10 psig) lo que garantiza que siempre trabajarán eficientemente y con un buen flujo gaseoso, además de que éstos nunca alcanzarán la velocidad sónica y en consecuencia siempre permanecerán encendidos durante los re__

levos, ya sean éstos pequeños o máximos.

C) RETORNO DE FLAMA.

Este aspecto es muy importante en el funcionamiento de un quemador y aunque es correspondiente a la seguridad en la operación, se le ha querido señalar muy especialmente en inciso aparte. Cuando se produce un retorno de flama en una línea que conduce gases a un quemador, los daños materiales pueden llegar a ser por concepto de voladura de tuberías, muy considerables.

En los quemadores de tiro elevado, se ha tomado en cuenta este riesgo y se han calculado con la velocidad apropiada en los gases para evitar esto.

En los quemadores Multijet la existencia de tanques de sellado de agua nos proporciona entre otras cosas, la seguridad de que el retorno de flama queda bajo control total.

D) CONTAMINACION AMBIENTAL

LUMINOSIDAD, RUIDO Y HUMO.

El quemador de tiro no da protección al ambiente de la contaminación por ruido y luminosidad, ya que su diseño no lo permite, mientras que el multijet es parte de su diseño el buscar la eliminación del ruido y el deslumbramiento que pueda causar la combustión de los gases en

él, aunque un máximo relevo se comporta brevemente de la misma forma que un quemador de tiro.

En cuanto a la producción de humos y gases contaminantes del medio ambiente por los quemadores en general, siempre son principalmente SO_2 , CO , y C . El primero de éstos está presente en los gases de relevo quemados de la refinería en una proporción menos que la permitida por la norma más estricta, que es la alemana, por lo que su presencia puede ser tolerada por la Ley.

Por lo que respecta al Monóxido de Carbono y al hollín éstos son eliminados en el quemador de tiro por la presencia de vapor de agua inyectado a la flama, aunque por criterio en este trabajo esto solo es efectivo hasta el 20% del correspondiente al relevo máximo, ya que como anteriormente se expuso este porcentaje cubriría más del 99% de las ocurrencias de los relevos y con ello se abaten los costos de suministro de vapor de agua. En el caso de que ocurra un máximo relevo este brevemente producirá humos.

En el caso del quemador multijet, su diseño y cálculo es para que sus quemados sean totales y con la seguridad de que en más del 99% de las ocurrencias de relevo sean quemados sin humo. En el caso que se presente un relevo máximo este tipo de quemador trabajará sin emisiones de humos hasta un 75% de éste.

E) SELECCION

Ambas alternativas presentan aspectos positivos y su selección dependerá únicamente de la elección del emplazamiento definitivo de la zona de quemadores. Cada tipo de quemador fue emplazado en donde su funcionamiento es más efectivo y seguro. Así si los quemadores de tiro elevado son instalados en una zona más próxima a las instalaciones, se pueden convertir en un riesgo y si los multijet son alejados de su sitio señalado en este trabajo, el flujo de gases deberá ser conducido hasta ellos por enormes tuberías que permitiesen que este flujo se efectuase con un mínimo de caída de presión, pero que a su vez gravarían en mucho los costos de instalación.

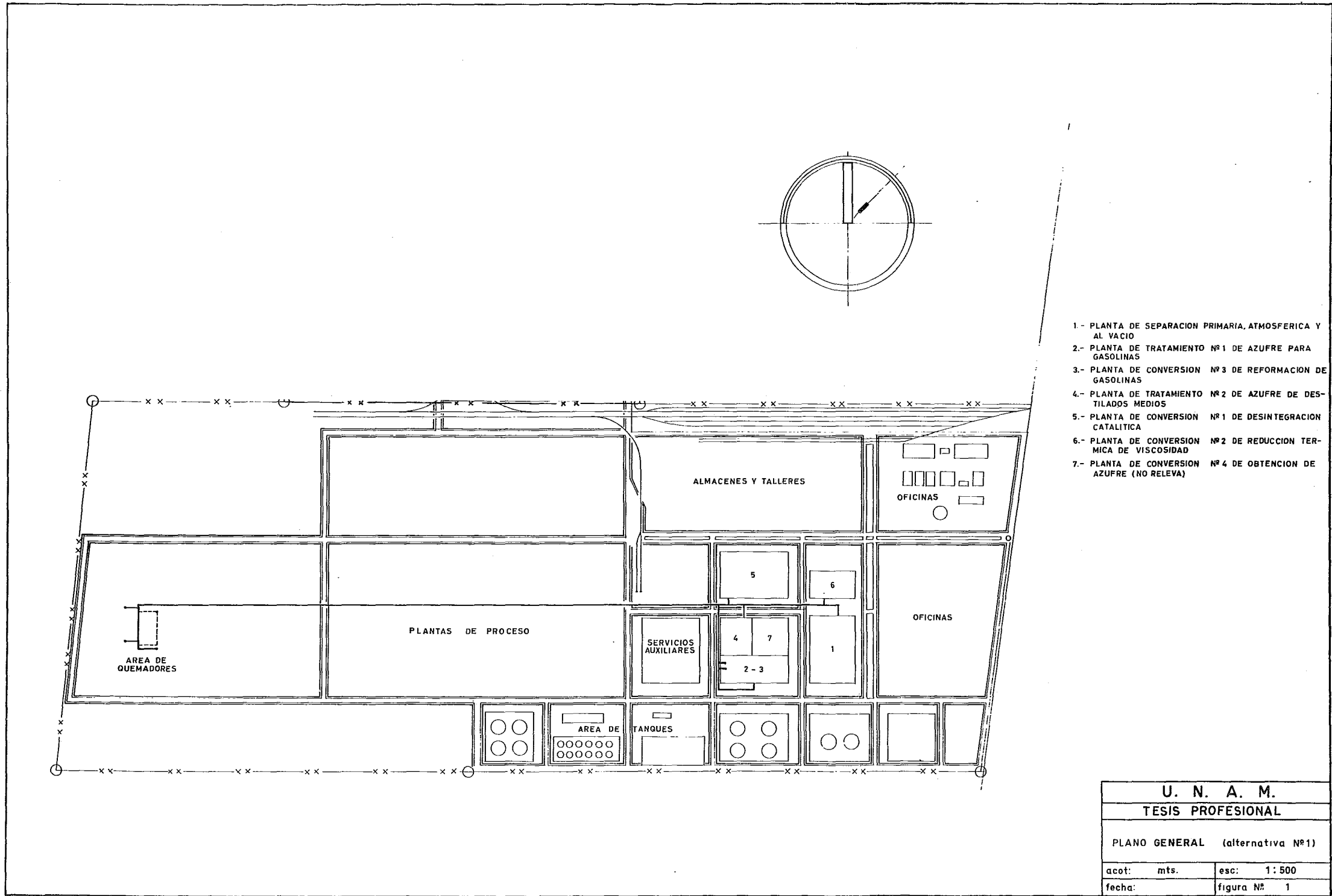
CONCLUSIONES

Ambas alternativas de solución, para la eliminación y - conducción de los gases de relevo de una refinera, desarrollados en el - presente trabajo, presentan similitud en ventajas y desventajas, por lo que la utilización de cualquiera de los dos sistemas puede considerarse aceptable, dependiendo de los factores y afectaciones que se presenten en cada caso particular. Con respecto al problema de la contaminación ambiental, los dos tipos de quemadores usados en la alternativa seleccionada cumplen con los requisitos de la "LEY FEDERAL PARA PREVENIR Y CONTROLAR LA CONTAMINACION AMBIENTAL(13)" y el "REGLAMENTO PARA LA PREVENCIÓN Y CONTROL DE LA CONTAMINACION ATMOSFERICA - ORIGINADA POR LA EMISION DE HUMOS Y POLVOS"(14) y cubren además la casi totalidad de las incidencias de relevo, con excepción de los casos de una máxima y grande emergencia, en donde la seguridad nos obliga a tener una reproducción de humos fuera de especificación con respecto a la citada ley y el reglamento correspondiente, pero únicamente durante un tiempo mínimo, o sea el necesario para controlar la contingencia que haya dado origen a esa situación.

BIBLIOGRAFIA

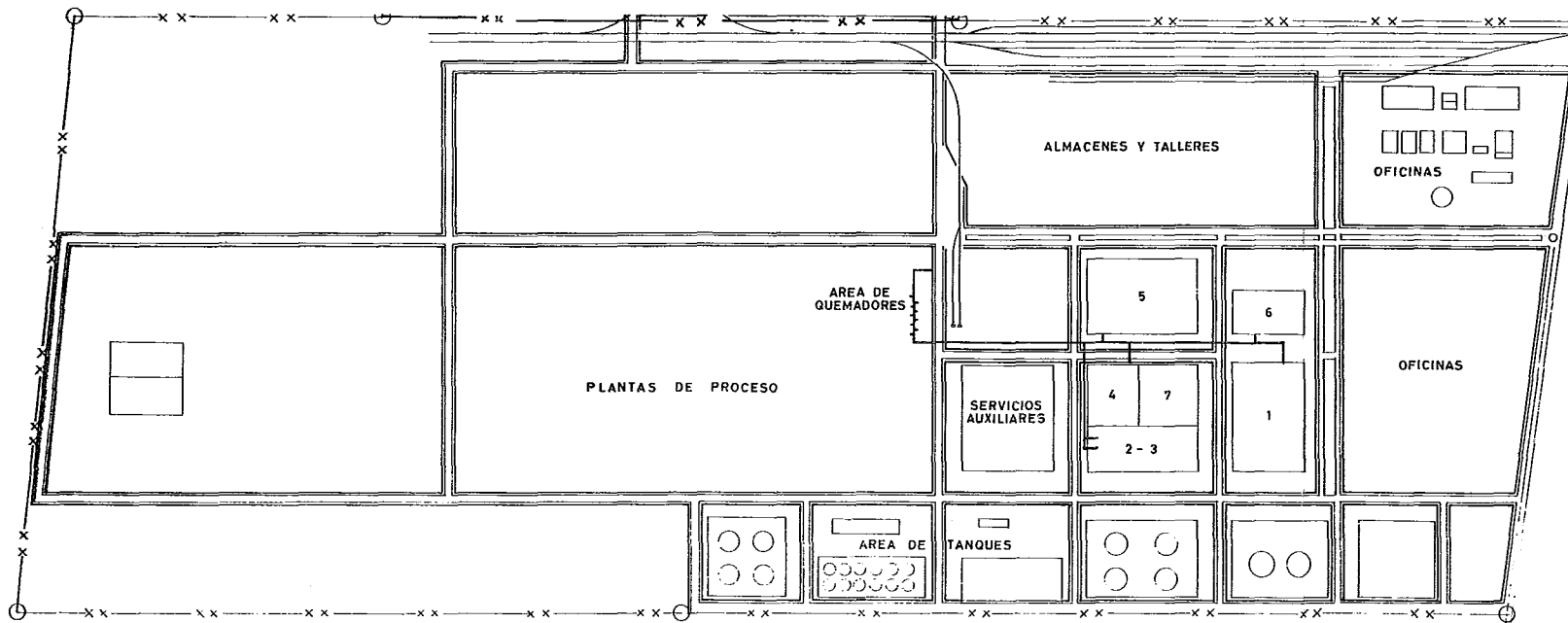
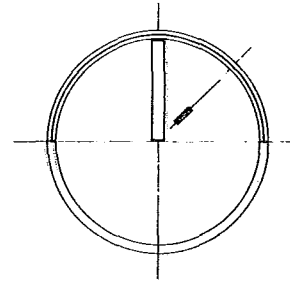
- 1.- Bodurtha, F.T. Jr.
"Flare how tall"
Chemical Eng. Diciembre 15, 1958
- 2.- Conison J.
"How to desing a pressure relif system"
Chemical Eng. Julio 25, 1960
- 3.- Conison J.
"Sizing a safe, economical relief system"
Petro Chemical Eng. Octubre de 1963
- 4.- Hajek, J.D., E. E. Ludwing
"Safe flare stacks"
Petro Chemical Eng. Junio de 1960 Parte 1
" " " Julio de 1960 " 2
- 5.- Hannaman, J. R. and A.J. Etingen
"Here's a workable, smokless flare system"
Petruleum Processing. Marzo de 1956
- 6.- Jenett, E.
Design consideration for presures relieving system"
 - 6a. Parte 1 Chemical Eng. Julio 8 1963
 - 6b. Parte 2 " " Agosto 19, 1963
 - 6c. Parte 3 " " Septiembre 2, 1963
- 7.- Kent G.R.
"Practical desing of flare stacks"
Hydrocarbon Process Petroleum Refiner
Agosto de 1964.

- 8.- Kilby J.L
"Flare system explosions"
Chemical Eng. Progress Junio de 1968
- 9.- Rearick, J.S.
"How to design pressure relief systems"
Parte 1 "Devices, codes and causes of over pressure"
Hydrocarbon Process Agosto de 1969
Parte 2 "Sizing relief systems and disposal of vent material"
Hydrocarbon Process. Septiembre de 1969
- 10.- "Simplified Flare System Sizing"
Hydrocarbon Processing (Reprinted) 1958
- 11.- Smolen, W.H.
"Smokeless flare stacks"
Petroleum Processing, Septiembre de 1951
- 12.- Tan, S.H.
"Flare System design simplified"
Hydrocarbon Process Junio de 1967
- 13.- Ley Federal para Prevenir y Controlar la Contaminación Ambiental .
Diario Oficial
Tomo CCCV No. 20
Martes 23 de marzo de 1971
- 14.- Reglamento para la Prevención y Control de la Contaminación
Atmosférica originada por la Emisión de Humos y Polvos.
Diario Oficial
Tomo CCCVIII No. 14
Viernes 17 de septiembre de 1971.



- 1.- PLANTA DE SEPARACION PRIMARIA, ATMOSFERICA Y AL VACIO
- 2.- PLANTA DE TRATAMIENTO Nº1 DE AZUFRE PARA GASOLINAS
- 3.- PLANTA DE CONVERSION Nº3 DE REFORMACION DE GASOLINAS
- 4.- PLANTA DE TRATAMIENTO Nº2 DE AZUFRE DE DESTILADOS MEDIOS
- 5.- PLANTA DE CONVERSION Nº1 DE DESINTEGRACION CATALITICA
- 6.- PLANTA DE CONVERSION Nº2 DE REDUCCION TERMICA DE VISCOSIDAD
- 7.- PLANTA DE CONVERSION Nº4 DE OBTENCION DE AZUFRE (NO RELEVA)

U. N. A. M.	
TESIS PROFESIONAL	
PLANO GENERAL (alternativa Nº1)	
acot: mts.	esc: 1:500
fecha:	figura Nº 1



- 1.- PLANTA DE SEPARACION PRIMARIA, ATMOSFERICA Y AL VACIO
- 2.- PLANTA DE TRATAMIENTO Nº1 DE AZUFRE PARA GASOLINAS
- 3.- PLANTA DE CONVERSION Nº3 DE REFORMACION DE GASOLINAS
- 4.- PLANTA DE TRATAMIENTO Nº2 DE AZUFRE DE DESTILADOS MEDIOS
- 5.- PLANTA DE CONVERSION Nº1 DE DESINTEGRACION CATALITICA
- 6.- PLANTA DE CONVERSION Nº2 DE REDUCCION TERMICA DE VISCOSIDAD
- 7.- PLANTA DE CONVERSION Nº4 DE OBTENCION DE AZUFRE (NO RELEVA)

U. N. A. M.	
TESIS PROFESIONAL	
PLANO GENERAL (alternativa Nº 2)	
acot: mts.	esc: 1:500
fecha:	figura Nº 2