



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**GENERACION Y DISTRIBUCION DE VAPOR
EN UNA PLANTA DE PROCESO**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A N**

**CARLOS GONZALEZ AYLLON
ANTONIO CALDERON CHAGOLLA**

MEXICO, D. F.

1977



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

CLAS. TESIS
ADQ. _____
FECHA 1977
PROC. mt. 60



20
1977

Jurado asignado originalmente, según el tema:

| | |
|----------------|----------------------------------|
| PRESIDENTE: | PROF. ROBERTO ANDRADE CRUZ |
| VOCAL: | PROF. CUTBERTO RAMIREZ CASTILLO |
| SECRETARIO: | PROF. RAFAEL GARCIA NAVA |
| 1er. SUPLENTE: | PROF. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ |
| 2do. SUPLENTE: | PROF. ENRIQUE BRAVO MEDINA |

Sitio donde se desarrolló el tema: [Redacted]

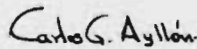
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

Nombre y Firma del Sustentante:



ANTONIO CALDERON CHAGOLLA

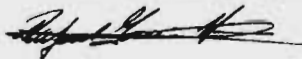
Nombre y Firma del Sustentante:



CARLOS GONZALEZ AYLLON

Nombre completo y Firma del Asesor del Tema:

ING. QUIM. RAFAEL GARCIA NAVA



A MIS PADRES:

ABDON CALDERON HERRERA
GREGORIA CHAGOLLA RODRIGUEZ

A QUIENES DEBO TODO LO LOGRADO

GRACIAS

A MIS HERMANOS:

MA. GUADALUPE
JOSE LUIS
JOSE DE JESUS
MA. DEL SOCORRO
MA. ELENA
JOSE ABDON

A LA MEMORIA DE MIS ABUELOS

ANTONIO CALDERON
J. CLEOFAS CHAGOLLA

+

q.d.e.p.

CON MI MAS SINCERO AGRADECIMIENTO A:

ING. ROBERTO ANDRADE CRUZ
ING. CUTBERTO RAMIREZ CASTILLO
ING. ENRIQUE BRAVO MEDINA

POR SU GRAN DEDICACION Y ESFUERZO, SIN LOS CUALES NO HUBIERA SIDO
POSIBLE EL DESARROLLO DEL PRESENTE TRABAJO A:

ING. RAFAEL GARCIA NAVA
ING. ANTONIO ORTIZ RAMIREZ

A TODOS MIS MAESTROS

AL INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
SUBDIRECCION DE INGENIERIA DE PROYECTO

GRACIAS

INDICE DE MATERIAS

| | PAG. |
|--|------|
| CAPITULO I | |
| Introducción | 2 |
| CAPITULO II | |
| Descripción de los sistemas de Generación y Consumo de Vapor. Instrumentos y Control | 9 |
| II.1 Clasificación de las Calderas | 12 |
| II.2 Descripción del Equipo Generador de Vapor | 24 |
| II.3 Reactor Nuclear | 43 |
| III.3.1 Elementos componentes del reactor | 46 |
| III.3.2 Clasificación de reactores | |
| II.4 Clasificación del vapor como servicio en una planta de proceso | 49 |
| II.4.1 Vapor de Generación | 50 |
| II.4.2 Vapor de Proceso | 51 |
| II.4.3 Vapor de Calentamiento | 52 |
| II.5 Equipo Auxiliar | 54 |
| II.6 Instrumentación y Control | 75 |
| II.7 Equipo que consume vapor. Descripción y Método de Cálculo | 97 |
| CAPITULO III | |
| | i |

| | PAG. |
|--|------|
| III * Predimensionamiento de un Generador de Vapor | 149 |
| III.1 Información requerida para diseño | 151 |
| III.2 Criterios generales para diseño | 173 |
| III.2.1 Criterios mecánicos | 174 |
| III.2.2 Criterios termodinámicos | 175 |
| III.3 Planteamiento del método de predimensionamiento | 190 |
| III.3.1 Cálculos de combustión | 190 |
| III.3.2 Determinación de la superficie de transferencia de calor | 197 |
| * III.4 Programación del método | 213 |
| III.4.1 Datos de entrada | 214 |
| III.4.2 Diagrama de flujo | 219 |
| III.4.3 Ejemplo de cálculo | 222 |

CAPITULO IV

| | |
|---|-----|
| Diseño de sistemas de distribución de vapor | 224 |
| IV.1 Diseño óptimo de un sistema de distribución de vapor | 224 |
| IV.1.1 Diseño de tuberías | 225 |
| IV.1.2 Dimensionamiento óptimo de tuberías | 226 |

| | PAG. | |
|----------|---|-----|
| IV.1.2.1 | Criterios generales de caída de presión máxima en 100 ft y velocidad económica en tuberías | 227 |
| IV.1.2.2 | Criterios específicos para vapor - de agua | 230 |
| IV.2 | Información básica necesaria en el diseño de un sistema de distribución de vapor y elaboración del DTI de vapor y condensados | 235 |
| IV.2.1 | Diagramas de flujo | 236 |
| IV.2.2 | Plano de localización general | 245 |
| IV.2.3 | Clasificación de materiales por servicio y especificaciones de tubería | 251 |
| IV.2.4 | Hojas de datos de recipientes y torres | 259 |
| IV.2.5 | Diagramas de tubería e instrumentación | 263 |
| IV.2.5.1 | DTI de proceso | 264 |
| IV.2.5.2 | DTI de servicios auxiliares | 275 |
| IV.3 | Planteamiento del método de dimensionamiento y simulación del sistema por computadora | 281 |
| IV.3.1 | Cálculo preliminar de diámetros recomendables | 284 |
| IV.3.2.1 | Módulo Dos.- Modelo matemático de resolución de redes | 287 |
| IV.3.2.2 | Módulo Dos.- Descripción del programa de simulación de redes | 313 |

| | PAG. |
|---|------|
| Aplicación a un problema específico: Planta de Etileno | 325 |
| V.1 Definición de la planta | 330 |
| V.2 Secciones de la planta | 331 |
| V.3 Servicios de mantenimiento | 332 |
| V.4 Descripción del proceso | 333 |
| V.4.1 Cracking y apagado | 333 |
| V.4.2 Compresión de la carga y extracción de ácido-gas | 335 |
| V.4.3 Secado y enfriado de alimentación | 336 |
| V.4.4 Demetanización y deetanización | 337 |
| V.4.5 Hidrogenación del acetileno y fraccionamiento del etileno | 338 |
| V.4.6 Depropanización y debutanización | 340 |
| V.4.7 Fraccionador de propileno | 341 |
| V.4.8 Refrigeración de compropileno | 342 |
| V.4.9 Refrigeración compropileno | 343 |
| V.5 Lista de equipo que consume vapor | 344 |
| V.5.1 Vapor de alta presión | 344 |
| V.5.2 Vapor de media presión | 345 |
| V.5.3 Vapor de baja presión | 347 |
| V.6 Estimado de consumo de vapor | 348 |

| | PAG. | |
|-------|---|-----|
| V.6.1 | Estimado de consumo de vapor en el equipo de alta presión | 350 |
| V.6.2 | Estimado de consumo de vapor de los equipos de media presión | 360 |
| V.6.3 | Estimado de consumo de vapor de los equipos de baja presión | 364 |
| V.6.4 | Cantidad de vapor consumido en la planta de etileno | 379 |
| V.6. | | |
| V.7 | Dimensionamiento y simulación del sistema de distribución de la planta de etileno | 383 |
| V.7.1 | Secuencia de cálculos | 383 |
| V.7.2 | Presentación de resultados | 386 |

| | |
|--------------|-----|
| CONCLUSIONES | 405 |
|--------------|-----|

APENDICE I

| | |
|--|-----|
| Programa de predimensionamiento y simulación de un sistema de distribución | 407 |
| Listado del Programa | 408 |
| Resultados | 420 |
| Sistemas de alta presión: P=600 psig, T=750 GF | 420 |
| Sistema de alta presión: P=720 psig, T=509 GF | 429 |
| Sistema de presión media: P=275 psig, T=520 GF | 446 |
| Vapor de dilución | 462 |
| Sistema de baja presión: P=67 psig, T=500 GF | 476 |
| Sistema de baja presión: P=65 psig, T=312 GF | 486 |

APENDICE II

| | |
|---|-----|
| Programa del predimensionamiento de un generador de vapor | 496 |
|---|-----|

| | PAG. |
|---|------|
| Directorio de variables | 496 |
| Funcionamiento del horno | 498 |
| Cálculo de la combustión | 499 |
| Cálculo del sobrecalentador de alta temperatura | 501 |
| Cálculo del recalentador | 503 |
| Tubos escudo o mampara | 504 |
| Cálculo de la cavidad | 505 |
| Sobrecalentador de baja temperatura | 505 |
| Cálculo del economizador | 506 |
| Pre calentador de aire | 507 |
| Chequeo de la eficiencia global | 507 |
| Resultados generales | 509 |
| Bibliografía por capítulos | 520 |
| Indice de dibujos y figuras | 524 |
| Indice de tablas | 527 |

CAPITULO I

INTRODUCCION

[Históricamente la utilización de la energía térmica para la producción de trabajo como auxiliar de las arduas tareas del hombre ha sido sinónimo del progreso de un pueblo.]

Con referencia, particularmente a la generación de vapor como fuente de energía, los antecedentes indican - que hacia el año 150 A.C., ya se tenían conocimientos de la aplicación de la fuerza expansiva del vapor de - agua. Se encuentra la primera aplicación de su fuerza expansiva en la turbina de reacción de Hero. Hombres como Tomás Newcom y James Watt, recurren a su propia -

inventiva para mejorar los trabajos de Hero. En fechas recientes, el uso del vapor como fuerza motriz hace posible la Revolución Industrial del siglo XVIII. Posteriormente, el desarrollo del generador de vapor - de gran potencia, hace surgir la era de la electricidad del siglo XX.

Las fábricas modernas, los grandes edificios y la comodidad en los hogares, son únicamente posibles gracias a la electricidad, al vapor destinado a procesos industriales y a las plantas de calefacción central.

En la actualidad, la producción y distribución de vapor se ha convertido en una actividad complicada. El diseño y la elección de un equipo generador de vapor requiere de un cuidadoso análisis de datos y una extensa evaluación de posibilidades, que complican la tarea de los Ingenieros expertos en el campo de la técnica térmica, en la combustión y en el de la fuerza motriz.

Por otra parte, el uso eficiente del vapor generado requiere que se cuente con un sistema de transporte, que es en realidad una red de distribución, capaz de conducir el vapor desde el punto donde se genera hasta los

equipos que van a utilizarlo como medio de calentamiento, de propulsión, o como fluido de proceso.

El Ingeniero Químico, se enfrenta hoy en día a una cantidad considerable de cálculos, cuya complejidad y número sobre pasa a los que debían efectuarse durante el diseño del equipo generador y del sistema de distribución de vapor. Por esa razón, los procedimientos gráficos y manuales han sido sustituidos poco a poco para métodos implementados en una computadora digital.

De ese modo, este trabajo está enfocado principalmente al análisis y resolución de un sistema de generación y distribución de vapor, tratado bajo el punto de vista del Ingeniero de Proyecto. Se ha intentado presentar a manera de resúmen la información básica necesaria para que este pequeño tratado pueda servir, tanto el estudiante de la carrera de Ingeniería Química, como al Ingeniero de Diseño, que tenga que enfrentarse con la problemática mencionada.

El método utilizado para este objeto ha sido implementado en los sistemas de computación UNIVAC 3100 del Instituto Mexicano del Petróleo y BURROUGHS 6700 de la Uni-

versidad Nacional Autónoma de México.

Esperamos que este trabajo sirva como base para la elaboración de material didáctico más adecuado, que cumpla con los requerimientos técnicos cada vez más elevados de nuestra época.

Se presentan en total cinco capítulos, el primero de los cuales (que es el que se trata), tiene por objeto dar al lector una visión general de los aspectos más importantes del presente trabajo.

El Capítulo II, trata específicamente todo lo relacionado al equipo generador de vapor. Se dan a conocer los tipos básicos de calderas y sus características. Se clasifican los diferentes tipos de vapor; así mismo, se hace una breve mención de la instrumentación y control del equipo generador, finalizando con la descripción del equipo auxiliar y metodología de cálculo del equipo que consume vapor.

En el Capítulo III, se trata de establecer un método generalizado que permita el cálculo del equipo generador de vapor bajo el punto de vista termodinámico. En él se propone una configuración global que abarque todos -

los equipos auxiliares. Por medio de la eficiencia global de la unidad que se obtiene al final del cálculo, se decide si la configuración propuesta es la adecuada, en su defecto se propone otra y se checa con la eficiencia mencionada.

Para ello, se propone el método de Glenn R. Fryling, implementado en el uso de un programa elaborado para computadora digital, el que utiliza las ecuaciones básicas de 80 curvas que se obtuvieron bajo regresión estadística. Estas curvas incluyen relaciones fundamentales entre las variables de diseño del equipo generador.

Se presentan adicionalmente los datos y criterios generales necesarios, para la adquisición o diseño de una caldera.

El Capítulo IV, trata lo referente al diseño de un sistema de Distribución de Vapor, detallándose el uso de los diagramas básicos elaborados con objeto de establecer una base de cálculo, como son: El Diagrama de Balance de Vapor y Condensados, el Diagrama de Flujo de Proceso, el Plano de Localización General de Equipo, etc. Estos documentos en adición a algunos otros, se

describen someramente, para en forma posterior ejemplificar el uso de cada uno de ellos durante el dimensionamiento y simulación de la red de distribución de vapor, anexándose en los casos más importantes una aplicación práctica al sistema de distribución de una Planta de Etileno.

El dimensionamiento se efectúa en base a los criterios de velocidad y caída de presión económica, implementado en un programa de computadora que se ha estructurado en forma de módulos.

Posteriormente, al dimensionamiento del sistema, se consideró conveniente estructurar toda la red y simular su funcionamiento, con objeto de determinar los gastos y presiones que podrían esperarse en los puntos de más importancia. Para ello se ha elaborado un simulador de Redes de Tuberías, que aplica el modelo propuesto por Shamir ⁽¹⁾, para sistemas de distribución de agua, modificado ulteriormente por Stoner ⁽²⁾ para sistemas de gas natural.

En este trabajo se presenta el uso de este modelo matemático para vapor de agua.

En el Capítulo V, se lleva a cabo la aplicación de todos

los principios y fundamentos que se presentan en los capítulos anteriores. Se procede al dimensionamiento del Sistema de Distribución de Vapor de la Planta de Etileno de la Cangrejera, Ver., con el objeto de elaborar el Diagrama de Tubería e Instrumentación de Vapor y Condensado de la Planta, que se presenta en la figura 4.17; - adicionalmente se presenta una breve descripción del - Proceso que se lleva a cabo en tal planta. Se enlista el equipo que consume vapor, así como el estimado del - consumo del mismo.

Finalmente, se lleva a cabo la simulación del sistema de distribución, que se efectúa por partes o subsistemas. Los resultados se presentan en los Apéndices I y II.

CAPITULO II

DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE GENERACION Y CONSUMO DE VAPOR. INSTRUMENTACION Y CONTROL.

Una caldera es un dispositivo destinado a la producción de:

- a. Vapor para usos industriales, para calefacción o para fuerza.
- b. Agua caliente para calefacción o para uso general.

Por razones de sencillez de comprensión, a la caldera se le considera en su término más simple, como un mecanismo para convertir agua a vapor; sin embargo, muchas calderas diseñadas para vapor, se pueden convertir en calentadores de agua.

Toda cocina contiene los elementos básicos de cualquier -

caldera por grande que ésta sea. Estos incluyen una fuente de calor en forma de una estufa, una tetera la cual actúa como un recipiente a presión y agua que puede ser calentada hasta formar vapor.

Viajando desde este concepto familiar a la instalación real en una estación de fuerza, el ingeniero es como ha tenido que jugar con su imaginación. Un concepto tan simple como el anterior, ha llegado a tal magnitud de complejidad, que actualmente, se construyen calderas que producen 2 000 000 de libras de vapor por hora a una presión supercrítica de 5 000 psig (lb/pulg² manométricas) y a una temperatura de 1200°F.

Estas calderas poseen una fuente de calor (esta vez interna), en donde la combustión se lleva a cabo en forma de partículas diminutas de carbón. Cientos de miles de tubos y tuberías que se interconectan para constituir un recipiente a presión, y hay una intrincada planta de tratamiento de agua para obtener vapor de la más alta calidad.

Las calderas son diseñadas para transmitir el calor de una fuente externa (generalmente combustión de algún combustible), a un fluido contenido dentro de la misma caldera

ra. Si este fluído no es agua ni vapor de agua, sino, - cualquier otro como Dowtherm* o mercurio, a la unidad se le clasifica como vaporizador (generador de vapores), o como un calentador de líquidos térmicos.

Por razones económicas, el calor debe generarse y suministrarse con un mínimo de pérdidas.

Las partes esenciales que constituyen un generador de vapor son: el horno o fogón, donde se produce la combustión (del combustible) y la caldera propiamente dicha. En la definición técnica, se comprende como caldera únicamente el cuerpo que forma el recipiente y las superficies de calefacción por conexión. Apareciendo posteriormente, las paredes enfriadas por agua para el horno, los economizadores, los sobrecalentadores y los calentadores de aire (elementos que se analizarán posteriormente), se creó el término "Generador de vapor", para dar al equipo una denominación más apropiada. Cuando la cámara de fuego está autocontenida, en la palabra "caldera", se sobreentiende que describe a la unidad generadora de vapor en su conjunto y este término se usará indistintamente en la descripción siguiente.

* Es un producto químico orgánico y existen varios tipos dependiendo de sus constituyentes; por ejemplo, Dowtherm A, constituido por una mezcla de difenil-óxido difenilico; Dowtherm E, formado por o-diclorobenceno, etc.

II. 1 Clasificación de las Calderas.

La caldera, como ya se mencionó, es una parte del generador de vapor, en la cual tiene lugar la vaporización, es decir, el cambio del fluido del estado líquido al estado de vapor.

El objeto de toda caldera, es hacer que los gases de combustión que vienen del horno, a una temperatura elevada, comuniquen su calor al fluido que está dentro de la caldera.

Las calderas se pueden clasificar, basándose en algunas de sus características siguientes:


- i) Uso
- ii) Presión
- iii) Materiales de construcción
- iv) Tamaño

- v) Contenido de los tubos
 - vi) Forma y posición de los tubos
 - vii) Sistema del horno
 - viii) Fuente de calor
 - ix) Clase de combustible
 - x) Fluído utilizado
 - xi) Sistema de circulación
 - xii) Posición del hogar
 - xiii) Tipo del horno
 - xiv) Forma general
 - xv) Nombre registrado del Fabricante
 - xvi) Propiedades especiales
-
- i) Uso

En cuanto a la naturaleza del servicio que prestan se clasifican en:

- a. Estacionarios (Instalados en tierra)
- b. Móviles (Para navíos y locomotoras)

Las calderas estacionarias se utilizan para calefacción - de edificios, para plantas de calefacción central de servicio público, como plantas de vapor para procesos indus-

triales, como plantas de vapor para centrales termoeléctricas, como centrales de fuerza para servicio público o unidades generadoras para servicios especiales. 

Las calderas móviles o portátiles, incluyen las de tipo locomóvil, usadas en los campos petroleros y en los aserraderos, los generadores de vapor pequeños y los que se utilizan para malacates de vapor, tan familiarizados con las obras de construcción. La mayoría de las calderas - con caja de fuego de acero, se califican entre las calderas portátiles.

Las calderas para servicios secundarios son invariablemente consideradas como auxiliares, tales como las que se usan a bordo de los barcos para cubrir sus necesidades durante la estancia en puerto.

ii) Presiones.

El código de Calderas y Recipientes a presión de la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, conocido como el Código de Calderas ASME, diferencia las calderas por las siguientes características:

a. Calderas de calefacción* de baja presión, que com-

prenden todas las calderas de vapor que no excedan - de 1.05 Kg/cm² (15 lb/in²) y todas las calderas para agua caliente que operan a presiones que no excedan de 11.25 Kg/cm² (160 lb/in²) y cuyas temperaturas no sobrepasan los 121°C (250°F).

* Las calderas de calefacción se califican frecuentemente como residenciales o como comerciales.

b. Calderas para generación de fuerza.

Dentro de esta sección, se consideran todas aquellas calderas, cuyas condiciones de operación, sobrepasan los límites señalados en la sección anterior.

c. Calderas de miniatura.

Dentro de esta categoría, se incluyen todos aquellos tanques de presión sometidos a fuego, que no excedan los siguientes límites:

- i) Diámetro interior del casco: 406 mm
- ii) Volúmen máximo de: 0.141 m³, excluyendo aislamiento y cubierta.
- iii) Superficie de calefacción de: 1.86 m²
- iv) Presión máxima de trabajo de: 7 Kg/cm²

$$7 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * \frac{2.20 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} * \frac{1 \text{ cm}^2}{0.1550 \text{ in}^2} = 99.35 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \quad 15$$

d. Calderas marinas. Se construyen de acuerdo con la "Reglamentación de Ingeniería Naval y Especificaciones de Materiales", del servicio de guardacostas de EEUU, o con "Las Especificaciones Generales para Maquinaria" de la Marina de los E.U.

e. Calderas de locomotoras.

Este tipo de calderas se construyen también de acuerdo con el Código ASME.

iii) Materiales.

Las calderas también se clasifican de acuerdo al tipo de material empleado en su construcción; material que va a estar controlado por lo dispuesto en la sección II del Código ASME; por ejemplo:

Las calderas para generación de fuerza, se construyen usualmente con aceros especiales. Las calderas de miniatura se fabrican de materiales tales como cobre, acero inoxidable y similares. Las calderas de calefacción de baja presión, de hierro colado o de acero.

iv) Tamaño.

Para calderas de acero, el "Instituto de Calderas de Acero", en sus "Normas para Calderas de Acero", lleva a cabo la siguiente clasificación, basado en la superficie de calefacción:

- a. Tamaño veintidós. Con superficie desde 12 hasta 332 m².
- b. Tamaño diecisiete. Con superficie desde 1.49 hasta 27.3 m²
- c. Tamaño catorce. Con un rendimiento nominal hasta de 453 600 Kcal/h.

Para calderas de hierro colado, el "Código de Pruebas y Estimaciones para Calderas de Calefacción de Baja Presión," establece las normas hasta una presión de 1.05 Kg/cm², - catalogándolas en la llamada "categoría treinta y tres", para un rendimiento hasta de 3143 Kg de vapor por hora.

v) Contenido de los tubos.

Este tipo de clasificación es la más generalizada y por ende la más conocida. De acuerdo al contenido de los tubos, las calderas se clasifican en dos grandes grupos:

- a. Calderas de tubos de humo o pirotubulares.

b. Calderas de tubos de agua o acuotubulares.

En las primeras, los gases de combustión, pasan por el interior de los tubos y el agua por el exterior de los mismos. Los tubos se instalan normalmente en la parte inferior de un tambor sencillo o de un casco, abajo del nivel del agua.

En las calderas de tubos de agua, el agua pasa por el interior de los tubos y los gases de combustión por el exterior.

Los tubos, generalmente se encuentran unidos a uno o más domos, ya sea paralelos al eje de la caldera o en ángulo recto con respecto al mismo. Los domos por lo general, se colocan horizontalmente.

Las calderas acuotubulares, se emplean casi exclusivamente para presiones superiores a los 10.55 Kg/cm^2 (150 lb/in^2) y capacidades superiores a 6804 Kg/h ($15\ 000 \text{ lb/h}$) de vapor. En las centrales termoeléctricas, la presión de trabajo, suele ser hasta de 351.5 Kg/cm^2 ($5\ 000 \text{ lb/in}^2$). Existen también calderas de tubos de agua pequeños de baja presión ($1 \text{ Kg/cm}^2 = 14.7 \text{ lb/in}^2$), que se uti

lizan para calefacción.

Las calderas pirotubulares, resultan insuficientes en -
cuanto se presentan necesidades de capacidad y presión
mayores; es decir, se utilizan para capacidades y presio
nes reducidas.

vi) Forma y Posición de los tubos.

La superficie de calefacción de los tubos o fluxes, se -
puede clasificar por la forma de los mismos en:

- a. Rectos
- b. Curvos o sinuosos

Y por su posición en:

- a. Horizontal
- b. Inclínada o vertical

vii) Sistema del horno.

La caldera puede ser un recipiente a presión operado por:

- a. Fuego
- b. Otro sistema de suministro de calor

En el primer caso, la caldera recibe el calor aplicado de la combustión de algún producto combustible.

En el segundo, la caldera recibe el calor necesario de cualquier otra fuente que no sea la combustión.

viii) Fuente de Calor.

Las calderas también pueden clasificarse dependiendo de cual es su fuente de calor, la cual puede ser originada a partir de:

- a. La combustión de combustibles sólidos, líquidos o gaseosos.
- b. Los gases calientes de desperdicio de otras reacciones químicas.
- c. La aplicación de energía eléctrica.
- d. El empleo de energía nuclear.

ix) Clase de combustible.

Frecuentemente se diseñan las calderas de acuerdo con el combustible a emplear, por ejemplo: carbón bituminoso, - antracita, carbón pulverizado, gas, petróleo, leña y ba-

gazos u otros productos de desperdicio.

x) Fluído utilizado.

Como ya se vió, la finalidad de una caldera, es producir vapor de agua; sin embargo, muchas calderas se dedican al calentamiento de agua. Algunas calderas se destinan al calentamiento de productos químicos, tales como la Dowtherm y algunas otras se han instalado a base de mercurio.

xi) Sistema de circulación.

En cuanto a este punto, las calderas se pueden clasificar en:

- a. Calderas de circulación natural
- b. Calderas de circulación forzada o positiva

xii) Posición del hogar.

Las calderas se pueden clasificar de acuerdo con la posición del hogar, que pueden ser interno o externo.

El hogar es interno si la cámara donde se desarrolla la

combustión está rodeada en su totalidad por superficies enfriadas por agua, como es el caso de las calderas tipo escocés o las calderas portátiles con horno en forma de caja.

El hogar es externo, si el horno es de combustión externa; es decir, si éste es auxiliar a la caldera o si está construido abajo de la misma.

La mayor parte de las calderas construidas en la actualidad, son de hogar interno.

xiii) Tipo del fogón.

Las calderas pueden clasificarse según el tipo del horno o fogón en:

- a. Escocesas (Marinas o Terrestres)
- b. Holandesas
- c. Abiertas
- d. Gemelas, etc.

xiv) Forma General.

En la evolución de las calderas, han aparecido muchos -

diseños y formas nuevas. Muchas de estas calderas son - ampliamente conocidas y se han popularizado en el comercio enormemente, incluyendo las siguientes:

- a. Calderas pirotubulares, tubulares, horizontales de - retorno de horno de caja corta, de locomotora, compactas, del tipo escocés, de tubos verticales de tipo portátil y unidades residenciales.
- b. Calderas acuotubulares de tubos rectos y de tubos - curvados.

xv) Nombre Registrado del Fabricante.

Muchos fabricantes imprimen a cada tipo de caldera su - propio nombre; estos nombres, aunque son de propiedad registrada, pasan al dominio general para indicar el tipo de alguna caldera, por ejemplo: "Wagon" y "Carayan", surgidos a principios de siglo; "Cornish" y "Lancashire" - (inglesas), "Heine", "Sterling" y "Economic" (americanas) y "Elephant" (francesa); así como el nombre del inventor o fabricante indica en ciertos casos el tipo de algunos diseños de calderas, por ejemplo: Benson, Loeffler, La Mont, Sulzer, Velox, Babcock, Galloway, Manning, Thorny-

craft, Wilcox y Yarrow.

xvi) Propiedades especiales.

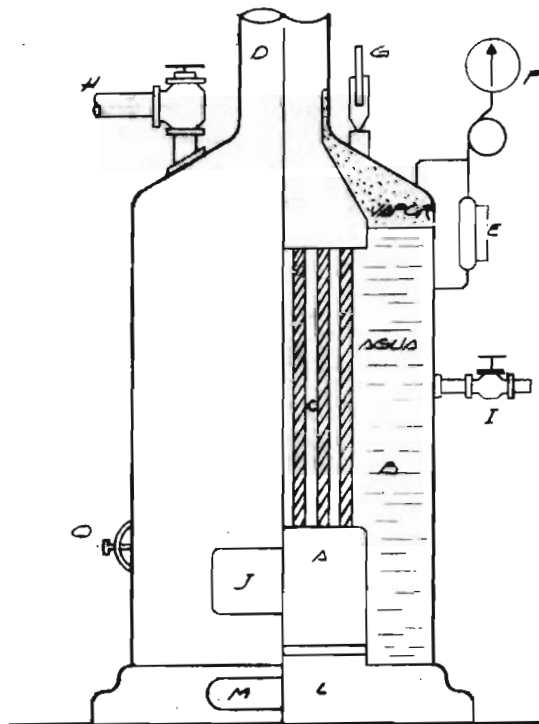
De acuerdo a formas y características especiales, existen algunos tipos extraordinarios de calderas como son:

- a. Caldera Magazín. (alimenta el carbón a las parrillas del horno por gravedad).
- b. Caldera de tubo Antracítico. (unidad que quema antracita).
- c. Calderas tubulares de cobre. (tubos de cobre a manera de horquilla).
- d. Calderas de tubos concéntricos.

II.2 Descripción del equipo generador de vapor.

II.2.1

Con el objeto de describir al equipo generador de vapor de una manera sencilla, se tomará inicialmente como ejemplo, un generador de vapor de los más simples; es decir, una "caldera tipo vertical de tubos de humo". Se procederá posteriormente con la descripción de las calderas piro tubulares más empleadas, continuando con un análisis des-



U. N. A. M.
FACULTAD DE QUIMICA
FIGURA Nº 2J
CALDERA TIPO VERTICAL DE TUBOS
DE HUMO .

criptivo de las calderas acuatubulares. Como equipo independiente, se tratará finalmente, el especial caso de los reactores nucleares.

Como se mencionó anteriormente, las partes constituyentes esenciales de un generador de vapor son: el horno y la caldera; pero los generadores modernos, constan de otros muchos elementos, además de los anteriores, como se verá en su oportunidad.

El calor del combustible, que se produce como producto de la combustión en el horno elevando considerablemente la temperatura de los gases de combustión, pasa a la caldera por radiación y convección, produciendo la ebullición del agua.

En la figura 2.1, se muestra el esquema de la caldera mencionada, con sus elementos constitutivos, que son:

(A) Es el horno donde se produce la combustión del combustible. (B) Es la caldera en donde se encuentra el agua a vaporizar. Los gases del horno pasan por el interior de los tubos (C) Llamadas de humo y salen por la chimenea (D) El agua recibe calor directamente del combustible en el horno, por radiación y en los tubos -

de humo, de los gases de combustión por convección. (E) Es un tubo de vidrio (glass level), llamado nivel, que nos permite vigilar que haya agua suficiente en la caldera. (F) Es un manómetro cuya función es vigilar la presión del vapor en la caldera, que debe mantenerse - aproximadamente constante. (G) Es una válvula de seguridad cuya apertura es automática, dejando escapar vapor cuando la presión pasa de cierto valor considerado como el máximo permisible. (H) Es el tubo de salida del vapor, para su uso prefijado. (I) Es el tubo de alimentación de agua a la caldera. (J) Es la puerta por donde se alimenta el combustible al horno. (K) Es la parrilla donde se coloca el combustible sólido. (L) Es una válvula por donde se extraen los sedimentos formados periódicamente o válvula de purga. (M) Son las puertas de acceso al interior de la caldera para su limpieza, - la cual se lleva a cabo periódicamente.

Caldera en Operación.

El operador de la caldera debe atender el nivel del agua, el cual debe **ajustarse entre la cuarta parte** y las tres cuartas partes del tubo de vidrio. Así mismo, debe aten

der la presión del manómetro, la cual deberá permanecer lo más constante posible.

Cuando se desea una mayor producción de vapor, es necesario quemar más combustible, con objeto de evitar que la presión disminuya demasiado; así mismo, es necesario inyectar mayores cantidades de agua.

El operador debe atender también a una buena combustión del combustible, para lo cual debe vigilar los aparatos que le indican la cantidad de aire empleado.

La caldera debe purgarse periódicamente para extraer el sedimento y limpiar los tubos de humo del hollín que se acumule, así como el interior de la caldera en la que se forman incrustaciones que impiden una transmisión adecuada del calor.

Una combustión es defectuosa, cuando el humo que sale por la chimenea es negro debido a las partículas de carbón que no se queman.

Este tipo de calderas, así como todas las de tubos de humo, se utilizan principalmente para sistemas de calefacción, para la producción de vapor requerido en los procesos in-

dustriales o como calderas portátiles. Se construyen en tamaños hasta de 6 800 Kg de vapor por hora.

La caldera de baja presión se limita a 1.05 kg/cm² de presión de vapor manométrica y la caldera de vapor para generación de fuerza, puede operar a una presión de 17.6 - kg/cm².

Las calderas pirotubulares, no se utilizan para el accionamiento de turbinas, porque no son convenientemente adaptables a la instalación de sobrecalentadores. Estas calderas tienen limitaciones en cuanto a su tamaño y en la adaptabilidad de su diseño. Tiene sin embargo, la ventaja de su gran volúmen de almacenamiento de agua, además de la particularidad de contrarrestar los efectos de las grandes y repentinas fluctuaciones en la demanda de vapor.

Debido a su gran volúmen de agua, el tiempo que necesita para alcanzar su presión de trabajo, partiendo de un arranque en frío, es considerablemente mayor que el requerido por una caldera acuotubular.

El costo de una caldera pirotubular, es relativamente bajo y considerablemente menor que la correspondiente cal-

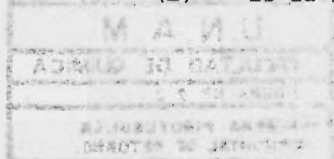
dera acuotubular de domo; y como ofrece condiciones favorables con respecto a sus costos de fabricación, es perfectamente adaptable a la producción estándar.

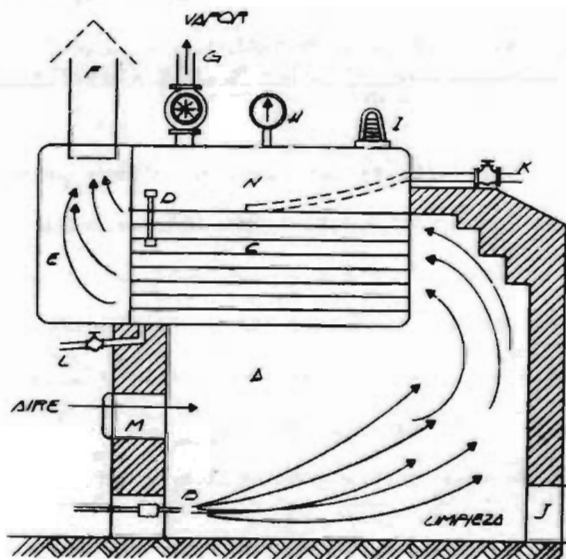
Entre las calderas pirotubulares, las más empleadas son las calderas verticales, las calderas horizontales de retorno, las calderas tipo marino, las calderas tipo locomotora y otras de menor importancia.

En la figura 2.2, se muestra una caldera pirotubular horizontal de retorno. El horno (A), es exterior a la caldera, lo cual, facilita su fabricación de mayores dimensiones, construyendolo de tabique refractario. El combustible es petróleo y su quemador se coloca en la parte baja del horno (B). La puerta (M), sirve para la alimentación de aire y para observación de la llama.

Los gases pasan por el interior de los tubos (C), después de haber calentado la parte inferior del tambor, saliendo por la cámara de humo (E), a la chimenea (F).

- (J) Es la puerta de limpieza
- (K) Es la entrada del agua de alimentación
- (L) Es la llave de purga





| |
|---|
| U. N. A. M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.2 |
| CALDERA PIROTUBULAR HORIZONTAL DE RETORNO. |

- (D) Es el nivel
- (H) Es el manómetro
- (I) La válvula de seguridad

El vapor se acumula en la parte superior del tambor (N) y sale por la tubería (G), para las máquinas.

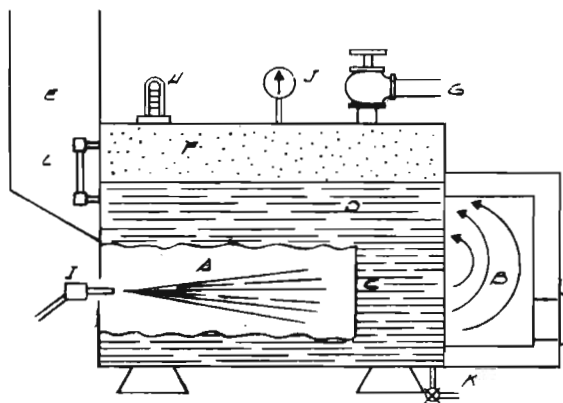
La figura 2.3 muestra una caldera pirotubular tipo marino. El horno (A), en este caso se encuentra en el interior, - estando formado de lámina lo suficientemente gruesa como para resistir la presión del vapor. Se alimenta por medio del quemador (I).

Los gases pasan por los tubos (C) a una cámara de combustión (B) y de ahí, por los tubos (D) a la chimenea (E).

Se puede observar en el esquema, el nivel (L), la válvula de seguridad (H), el manómetro (J), la salida del vapor (G) y la llave de purga (K).

Las calderas de mayor importancia industrialmente, son - las calderas de tubos de agua.

Este tipo de calderas, emplean casi exclusivamente para presiones superiores a los 10.55 Kg/cm^2 y capacidades de



U. N. A. M.

FACULTAD DE QUIMICA

FIGURA N° 2.3

CALDERA PIROTUBULAR
TIPO MARINO

más de 6804 Kg/hr (15000 lb/hr) de vapor. Existen también calderas pequeñas acuotubulares de baja presión (1 Kg/cm²), que se utilizan en instalaciones de calefacción. En las plantas termoeléctricas, la presión de trabajo, - suele ser hasta de 352 Kg/cm².

Debido a las menores dimensiones de sus elementos componentes y su facilidad de contrarrestar los efectos de la expansión, la caldera acuotubular, es más conveniente para las grandes capacidades y mayores presiones dentro de la correlativa seguridad de su diseño.

La caldera acuotubular, se compone de tubos y domos o - tambores; los tubos que sirven para interconectar los - domos, se localizan invariablemente en la parte exterior con relación a éstos. Los domos tienen como finalidad, - almacenar agua y vapor; y ya que no necesitan tener ninguna superficie tubular de calefacción, pueden fabricarse en diámetros mucho menores que los cilindros de las - calderas pirotubulares y por consiguiente, pueden construirse para soportar presiones más altas.

Las calderas acuotubulares, pueden ser del tipo de tubos rectos o del tipo de tubos curvados. En la actualidad,

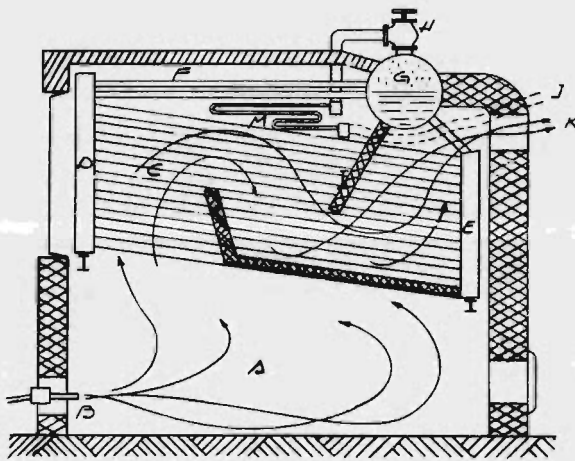
se ha generalizado en la industria productora de fuerza, el tipo de tubos rectos, debido a sus mejores características de presión y temperatura.

El costo inicial de una caldera acuotubular pequeña, es mayor que la del tamaño equivalente de tubos de humo. En las instalaciones termoeléctricas para servicio público, se amortiza muy pronto el alto costo inicial de los sobrecalentadores y economizadores.

En la figura 2.4, se muestra una caldera acuotubular con domo transversal a los tubos.

El horno (A) se alimenta por el quemador (B) y los gases de combustión siguen una trayectoria sinuosa, pasando entre los tubos de agua (C). Los deflectores o mamparas (I), se utilizan para guiar los gases que salen al final, por la puerta (K), a la chimenea.

El agua asciende por los tubos, debido a su menor densidad y a las burbujas de vapor formadas. El agua se une en el colector (D) y pasa al domo (G) a través de los tubos (F). Del domo desciende agua hacia el colector (E) y de allí, pasa nuevamente a los tubos (C).



| |
|---|
| U.N.A.M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.4 |
| CALDERA ACUOTUBULAR CON TAMBOR TRANSVERSAL A LOS TUBOS. |

El vapor reunido en el tambor (G), sale por la válvula (H) y pasa al sobrecalentador (M) y de allí al exterior.

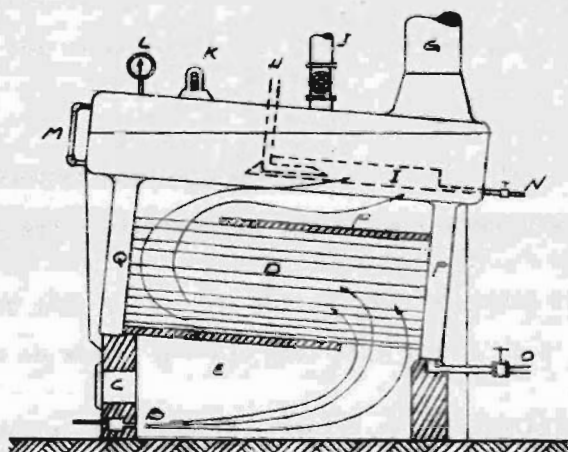
En la figura 2.5, se representa una caldera acuotubular, con tambor longitudinal.

El horno (A), es alimentado por el quemador (B) y los gases pasan longitudinalmente a los tubos (D), guiados por los deflectores de ladrillo refractario (E) y (F), saliendo finalmente por la chimenea (G).

Los cabezales (P) y (Q), son fabricados de lámina, formando una sola sección y se limpian por la llave de purga (O). El vapor sale por la llave (J) y el agua de alimentación entra por el tubo (H), derramando sobre una lámina (G), - en donde se recolecta gran parte del sedimento, que se expulsa periódicamente por la llave (N).

Puede observarse además, el nivel (M), el manómetro (L), la válvula de seguridad (K) y la puerta de entrada de aire (C).

Las calderas de tubos curvos, constan de varios tambores superiores y uno o dos tambores inferiores, unidos entre sí, por varias ramas de tubos curvos. Este tipo de calde



U. N. A. M.

FACULTAD DE QUIMICA

FIGURA N° 2.5

CALDERA ACUOTUBULAR

CON TAMBOR LONGITUDINAL.

ras acuotubulares, se clasifican de acuerdo al número de tambores de que constan, y que pueden ser dos, tres, cuatro o más tambores.

La figura 2.6, muestra una caldera de tubos curvos. Consta de tres tambores superiores (A), (B), (C), en los que se acumula el vapor; éste sale por (L) y las regiones de vapor de los tres tambores, están conectados por los tubos (J) y (K).

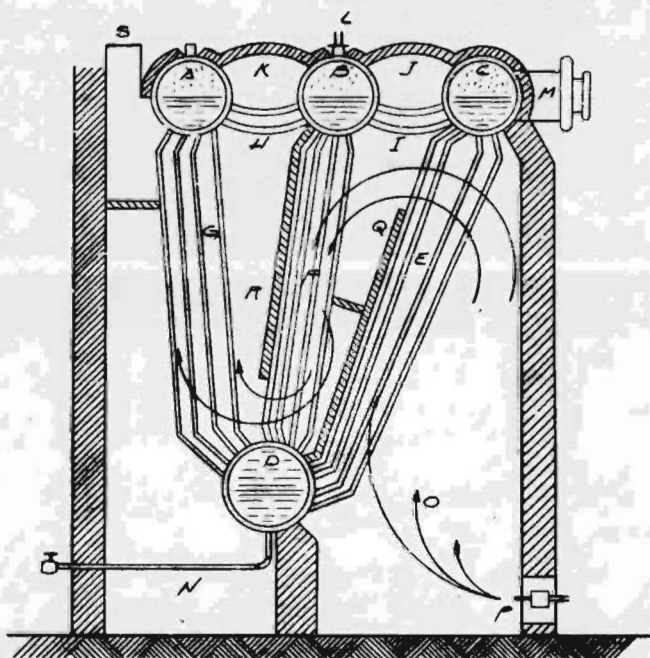
El nivel del agua es el mismo en los tres tambores, debido a los tubos (H) e (I) que les conectan entre sí.

Hay tres ramas de tubos curvos (E), (F) y (G), que comunican con un tambor inferior, llamado tambor de lodos (D).

El agua circula en la caldera, bajando por la rama (G) y subiendo por las ramas (E) y (F). El agua de alimentación (N), entra al tambor (D).

Las mamparas (Q), (R), etc. guían los gases longitudinalmente a los grupos de tubos, de manera que pasen por todos ellos, saliendo finalmente por la chimenea (S).

La figura 2.7, representa una caldera de tubos curvos de

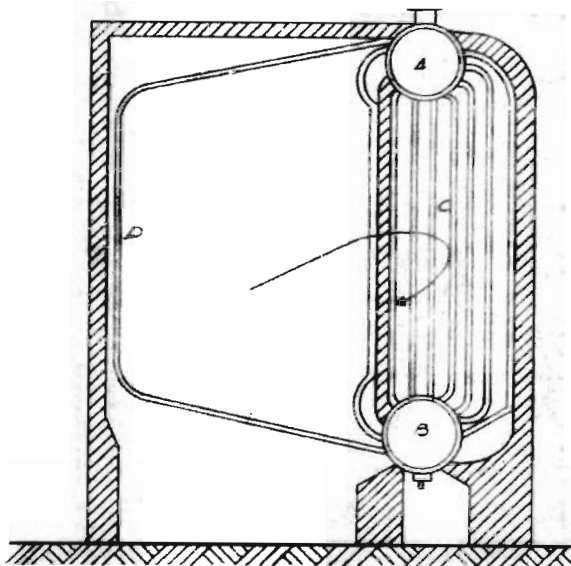


U.N.A.M.

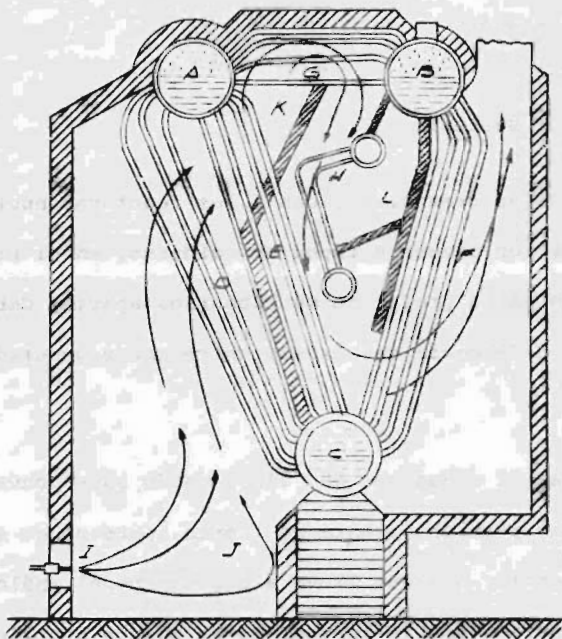
FACULTAD DE QUIMICA

FIGURA N° 2.6

CALDERA DE TUBOS CURVOS,
4 TAMBORES



| |
|--|
| U. N. A. M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.7 |
| CALDERA DE TUBOS CURVOS DE 2 TAMBORES |



| |
|--------------------------|
| U.N.A.M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.8 |
| CALDERA DE 3 TAMBORES |

dos tambores, y la figura 2.8, una caldera de tres tambores, que además tiene un sobrecalentador.

Para una descripción más detallada, de los diferentes tipos de calderas, deberá consultarse la bibliografía mencionada al final.

II.3 Reactor Nuclear.

Aunque algunos autores clasifican a los reactores nucleares dentro de los diversos tipos de calderas, en el presente estudio se ha preferido mencionarlos aparte, debido a la gran diferencia que existe entre ambos generadores de vapor.

Una caldera es el mecanismo más viejo usado para convertir agua a vapor en una planta de fuerza, pero no es el único. El reactor nuclear lleva a cabo un papel análogo y promete tener un amplio incremento en cuanto a aplicabilidad en las plantas de fuerza del futuro.

La diferencia básica más obvia, entre una caldera y un reactor nuclear, es el tipo de combustible de origen fósil en la primera y nuclear en el segundo. Cuando una molécula de carbón se combina con el oxígeno, para for-

mar dióxido de carbono, la energía liberada en ésta reac
ción de combustión básica es del orden de cuatro elec-
tron-volts por molécula (4 e.v./molec.). Por contraste,
cuando el núcleo de uranio -235 captura un neutrón, es -
decir, una partícula subatómica, la energía liberada por
esta acción de fisión, es aproximadamente de 200,000,000
e.v.

Para la misma producción térmica, un mecanismo que queme
un combustible tan rico en energía, es obviamente mucho
más pequeño que el horno de una caldera convencional.

No solo es más pequeño el reactor, sino que es capaz de
almacenar sus propios elementos combustibles con suficien-
te energía para abastecer la planta de fuerza por un pe-
ríodo de dos o tres años o más. De esta manera, el reac
tor difiere de la caldera tanto en su tamaño, como en su
autoabastecimiento de combustible.

La seguridad es un factor principal en el control de reac
ciones nucleares. Un reactor operando, debe estar propi-
amente contenido para evitar el escape de materiales radio-
activos, en caso de un mal funcionamiento. Debe también
estar adecuadamente protegido para confinar la radiación

y mantener el exterior a un nivel seguro para la tolerancia humana.

Se puede notar otra diferencia entre una caldera y un reactor, comparando las respectivas maneras del control de la combustión y reacciones de fisión. Ambos deben iniciarse desde alguna fuente externa de energía; la caldera desde la flama de un quemador de ignición y el reactor por la aplicación de una fuente de neutrones.

La caldera requiere alimentación continua de combustible, aire para la combustión y una extracción continua de los desechos de la combustión.

El reactor como ya se mencionó, tiene su abastecimiento de combustible en forma de elementos combustibles autocontenidos y los productos de desecho no son generalmente extraídos hasta que el abastecimiento sea reemplazado.

En términos de superficie de transferencia de calor, el reactor nuclear es un mecanismo más compacto que la caldera convencional.

Cumpliendo la misma función que las calderas más familiares; cuando el reactor nuclear esta en operación, es un

mecanismo silencioso e inaccesible.

II.3.1

Elementos componentes del Reactor.

Un reactor es una parte del equipo destinado a iniciar, - mantener y controlar una reacción de fisión en cadena, de tal manera, que la energía sea liberada gradualmente.

Esencialmente, el reactor nuclear es un horno en el que - se produce calor.

Este calor debe ser removido, en el caso del reactor gene - rador de fuerza, para convertirlo en trabajo útil.

En lo fundamental, todos los reactores tienen ciertos ele - mentos componentes que le son comunes, a saber:

- a. Un núcleo, que contiene el combustible fisionable y - posiblemente un moderador (diluyente de combustible).
- b. Un refrigerante, para la traslación del calor.
- c. Un reflector de neutrones.
- d. Una pantalla o caja de protección
- e. Un sistema de control
- f. Elementos estructurales

g. Equipo de manejo de combustible

II.3.2

Clasificación.

Los reactores se clasifican de acuerdo con el uso al que se destinan:

1. Según su aplicación:

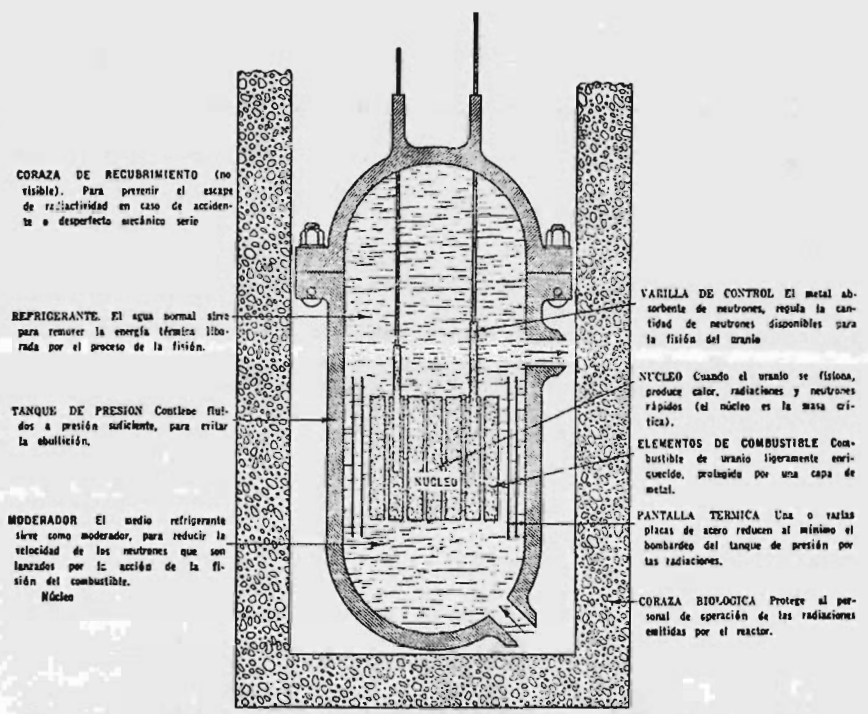
- a. Reactor de fuerza
- b. Reactor para investigaciones
- c. Reactor para prueba de materiales
- d. Reactor de construcción experimental

2. Por la conversión del combustible:

- a. Autorregenerativos (de conversión y de producción)
- b. No autorregenerativos (quemadores)

3. Según el grado de energía neutrónica:

- a. Tipo térmico
- b. Intermedio
- c. Rápido



CORAZA DE RECUBRIMIENTO (no visible). Para prevenir el escape de radiactividad en caso de accidente a desperfecto mecánico sería

REFRIGERANTE. El agua normal sirve para remover la energía térmica liberada por el proceso de la fisión.

TANQUE DE PRESION Contiene fluidos a presión suficiente, para evitar la ebullición.

MODERADOR El medio refrigerante sirve como moderador, para reducir la velocidad de los neutrones que son liberados por la acción de la fisión del combustible.
Núcleo

VARILLA DE CONTROL El metal absorbente de neutrones, regula la cantidad de neutrones disponibles para la fisión del uranio

NUCLEO Cuando el uranio se fisiona, produce calor, radiaciones y neutrones rápidos (el núcleo es la masa crítica).

ELEMENTOS DE COMBUSTIBLE Combustible de uranio ligeramente enriquecido, protegido por una capa de metal.

PANTALLA TERMICA Una o varias placas de acero reducen al mínimo el bombardeo del tanque de presión por las radiaciones.

CORAZA BIOLÓGICA Protege al personal de operación de las radiaciones emitidas por el reactor.

FIG. 2.9 ELEMENTOS DE UN REACTOR NUCLEAR

II.4

Clasificación del vapor como servicio en una planta de Pro
ceso.

En la clasificación general de los servicios auxiliares de una planta, el vapor se considera como un servicio primario, puesto que su generación y su uso adecuado es vital para la operación eficiente de la planta.

El vapor es relativamente barato, abundante, tiene buena conductividad térmica, es un compuesto no tóxico. Sus características de presión y temperatura, hacen posible obtener una alta eficiencia en el ciclo termodinámico de todas las plantas de proceso.

Hablando específicamente de las plantas petroquímicas, se puede considerar que la mayoría de las operaciones básicas (tales como Destilación, Reformación y Refinación), se llevan a cabo a temperaturas y presiones que se pueden obtener fácilmente con el uso de vapor, ya sea aprovechando una expansión de éste que produzca el trabajo necesario para el funcionamiento de turbinas, o también aprovechando su calor latente en algunos equipos de transferencia de calor.

Se puede clasificar el vapor, de acuerdo con sus condiciones de presión y temperatura en:

- a. Vapor de Generación
- b. Vapor de proceso
- c. Vapor de calentamiento

Las condiciones de cada clase de vapor están en función del proceso específico que se tenga, pero, se pueden generalizar de la siguiente manera:

II.4.1

Vapor de Generación.

Este tipo de vapor se conoce también como vapor de alta presión; es vapor sobrecalentado de 420 lb/in² a 620 lb/in². En algunos casos se tienen presiones superiores.

Este vapor de generación se aprovecha íntegramente para producir energía mecánica o eléctrica, al accionar un motor o una turbina de vapor. Exceptuando las pequeñas instalaciones, la turbina de alta velocidad es la predominante debido a su compactividad, eficiencia y bajo costo.

El vapor de alta presión, pocas veces se utiliza para pro

ceso. Bajo estas condiciones se obtiene directamente del generador de vapor.

II.4.2

Vapor de Proceso.

Es el vapor de media presión, que se obtiene de la salida lateral de los turbogeneradores. Es vapor sobrecalentado de 150 a 275 lb/in² de presión.

Es utilizado en industrias textiles, de productos químicos, azucareros, de papel, etc., en las cuales el vapor es requerido como fuente de energía o para elevar la temperatura del proceso de fabricación de algún producto, en la mayoría de las industrias el vapor generado tiene ambas aplicaciones.

Para poder definir el tipo de utilización más adecuado del vapor, es necesario valorar los siguientes aspectos:

- a. Si el vapor es requerido solamente para el proceso y la fuente de energía utilizada es comprada (energía eléctrica).
- b. Si el vapor requerido deberá cumplir con las dos fun

ciones.

II.4.3

Vapor de calentamiento.

El vapor de calentamiento es básicamente el vapor de baja presión. Es vapor saturado de 50 a 80 psia (lb/in²) de presión.

La presión del vapor saturado utilizado para calentamiento, es tal que su correspondiente temperatura de condensación, se encuentra ligeramente por arriba de la temperatura requerida por el flujo a calentar.

Se utiliza para calentamiento en los serpentines de tanques, en algunos cambiadores, para atomización del combustible, para producir vacío por medio de los eyectores, en la planta de tratamiento de agua, etc.

Generalmente, la utilización de vapor sobrecalentado para este tipo de servicios, no es aplicable, debido a su interferencia con el control de temperatura final del vapor; como ejemplo de lo anterior, se puede citar la industria llantera, en la cual el hule que se encuentra en una solución de sosa cáustica, es calentado hasta 400°F, condensado de vapor saturado de 250 psig y 407°F.

Las presiones de vapor saturado, utilizadas para calentamiento de conjuntos habitacionales, oficinas, hospitales, terminales aéreas y ferroviarias, tiendas departamentales, etc., pueden variar desde 2 a 80 psi en sus calentadores de espacio o estufas.

Para este tipo de instalaciones, rara vez resulta económico el distribuir vapor a presiones inferiores a las 150 - psig a través de las largas líneas de tubería colocadas - en los ejemplos anteriores desde la caldera a la posición de cada uno de los calentadores de espacio.

Cuando para el proceso de calentamiento y de acuerdo a su diseño, son necesarias presiones de vapor bajas, del orden de menos de 100 psi; es recomendable generar de todas maneras a 125 psig, y después reducir ésta a la salida - del generador, al hacerla pasar a través de una estación reductora de presión.

Generalmente, las calderas productoras de vapor para procesos de calentamiento generan una presión de 125 a 250 - psi, para éste tipo de servicios y hasta aproximadamente unos 350 000 lb/hr los fabricantes han desarrollado calderas paquete, completamente automáticas que generan vapor

sobrecalentado, según sean los requerimientos a cumplir.

II.5

Equipo Auxiliar.

El equipo auxiliar de las calderas, son aparatos o dispositivos que están íntimamente ligados con la operación de una caldera.

Esta sección tiene por objeto servir, en forma breve, de introducción al conocimiento de los equipos, que pueden encontrarse en la caldera o en su inmediata cercanía.

Entre los equipos auxiliares se tienen equipos como son:

- a. Ventiladores
- b. Economizadores
- c. Precalentadores de aire
- d. Sobrecalentadores
- e. Desobrecalentadores
- f. Bombas de agua de alimentación
- g. Recalentadores de vapor
- a. Ventiladores.

Existen diversos diseños de calderas que se clasifican -
atendiendo al sistema empleado para proporcionar el aire
necesario para la combustión y para desalojar los gases
producidos por ésta. Esta clasificación comprende las -
calderas de tiro natural, tiro forzado y tiro balanceado.

Las calderas de tiro natural, como su nombre lo indica,
no requieren de ventiladores, sino que se utiliza el tiro
de chimeneas de altura considerable para introducir al -
hogar el aire necesario para la combustión. Aunque aún
no encontramos calderas de éste tipo en operación, ya no
se fabrican más, es decir, su diseño es anticuado y costoso.

Las calderas de tiro forzado emplean solamente ventiladores
que "forzan" el aire a través de la unidad, creando -
una presión mayor que la atmosférica en el hogar. A es-
tas calderas, se les denomina "unidad de horno a presión"
o simplemente "unidad presurizada". Este tipo es el más
fabricado en la actualidad.

Las calderas de tiro balanceado, son unidades que utili-
zan un ventilador para introducir el aire necesario para
la combustión hasta el hogar y otro para extraer los ga-
ses de la misma y descargarlos por la chimenea de la at-

mósfera. La presión de estas unidades en el hogar, es li
geramente menor a la atmosférica y debe de mantenerse cons
tante en todas las condiciones de carga o en todo el ran-
go de combustión.

Los ventiladores se agrupan en tres grandes clases:

a.1 Ventiladores centrífugos

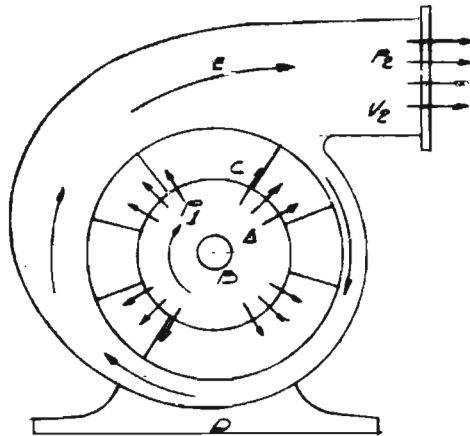
a.2 Ventiladores de hélice y

a.3 Ventiladores de abanico

En el primer grupo, se hace uso del efecto centrífugo pa-
ra producir una diferencia de presión. En el segundo y -
tercer grupos, se utilizan aspas o hélices que, por su in
clinación respecto a su trayectoria, obligan al aire a mo
verse.

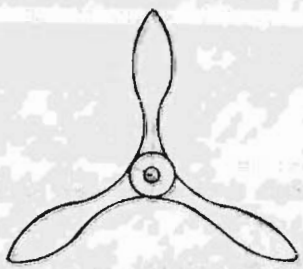
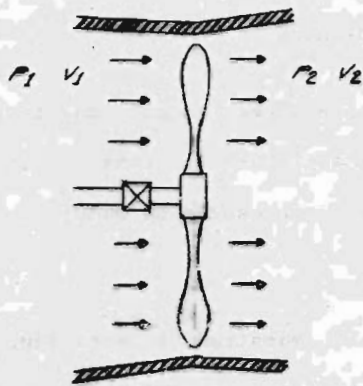
Los ventiladores centrífugos, producen una mayor diferen-
cia de presión que los de hélice y éstos que los de abani
co. Los dos últimos, sirven para el transporte de gran-
des cantidades de aire, en un sistema abierto o un ducto
de gran sección y poca longitud, que ofrezca poca resis-
tencia al aire.

Los ventiladores centrífugos, sirven para producir un es-



| |
|-----------------------|
| U.N.A.M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.10 |
| VENTILADOR CENTRIFUGO |

VENTILADOR DE ABANICO



VENTILADOR DE HELICE

| |
|---------------------|
| U.N.A.M. |
| FACULTAD DE QUÍMICA |
| FIGURA N° 2. II |
| VENTILADORES |

currimiento de gases de aparatos o ductos de mayor longitud, y que necesitan una presión relativamente alta, hasta 10 ó 12 pulgadas de agua.

Para obtener mayores presiones, se utilizan diversos tipos de máquinas llamadas "sopladoras". Para presiones aún mayores, se utilizan las compresoras de émbolo o las turbocompresoras.

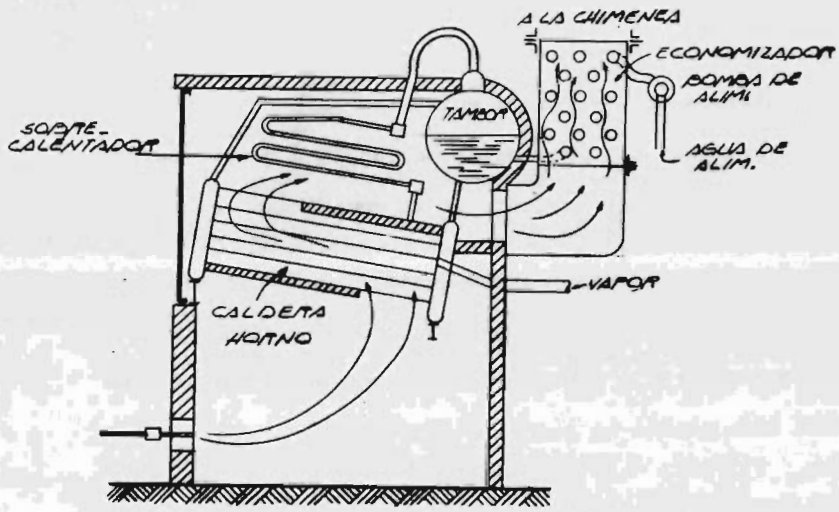
Las figuras 2.10 y 2.11, muestran un ventilador centrífugo, un ventilador de hélice y uno de abanico respectivamente.

b. El economizador.

Los economizadores fueron usados por vez primera en 1860.

Su papel es determinante en mejorar la eficiencia de un generador de vapor. Los más usuales son los constituidos de tubos de acero, en bancos horizontales e instalados dentro del generador de vapor.

El economizador es un aparato que calienta el agua de alimentación de la caldera con los gases de combustión que salen de la chimenea. Su posición en el generador de vapor, está indicada por la figura 2.12



| |
|-----------------------------|
| U. N. A. M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.12 |
| CALDERA COM ECONOMIZADOR |

Como puede observarse, los gases de combustión del hogar -
pasan primero por la caldera, por el economizador.

El agua de alimentación de la caldera, pasa primero por -
el economizador y luego entra a la caldera.

El economizador es un conjunto de tubos conectados en par -
te paralelamente y en parte en serie; por el interior de
los cuales pasa el agua de alimentación y por el exterior
los gases calientes producto de la combustión.

El agua de alimentación es calentado en el economizador -
hasta muy cerca de su temperatura de ebullición (la co -
rrespondiente a la presión del agua en la caldera).

Debe diseñarse de tal manera que el acceso al economiza -
dor sea fácil, así como la limpieza y reparación del mis -
mo.

c. El precalentador de aire.

La historia de los precalentadores de aire se remonta a -
1881, en los Estados Unidos y era un diseño de tipo tubu -
lar. La primera instalación fue como resultado del inven -
to patentado por Obadiah Marland el 25 de Junio de 1878.

Es un aparato que calienta el aire de la combustión que -

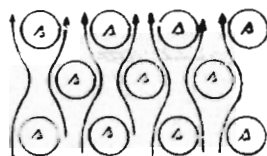
que entra al horno, por medio de los gases de combustión que salen del economizador o de la caldera, en caso de no haber economizador.

El precalentador de aire se emplea en unidades generadoras de vapor de gran capacidad, además del economizador. En unidades pequeñas se usa a veces el precalentador de aire en sustitución del economizador.

Los precalentadores de aire se clasifican como recuperativos y regenerativos. Los recuperativos son aquellos en que los fluidos son separados por una superficie de transferencia de calor, con uno de los fluidos, fluyendo continuamente sobre uno de los lados y el otro fluido sobre el lado opuesto. Este es el caso de los precalentadores tubulares, en los cuales se hace pasar los gases calientes por el interior de los tubos y el aire fluye a contracorriente por el exterior de ellos.

En los precalentadores de tipo regenerativo, la superficie es intermitentemente calentada en ambos lados por la circulación de los gases e intermitentemente enfriada por ambos lados, por el aire que fluye en sentido opuesto.

Los precalentadores regenerativos que se usan actualmente, son los Ljungstrom, desarrollados en 1920 e instalados en una planta industrial por vez primera en 1923.

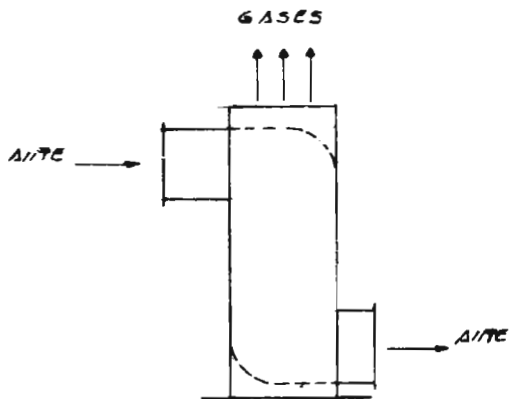


G A S E S



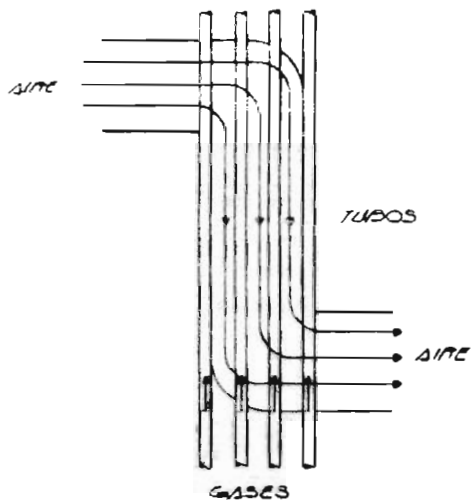
PRECALENTADOR DE
TUBOS, FLUJO TRANS-
VERSAL.

| |
|-------------------------------------|
| U. N. A. M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.13 |
| TIPOS DE PRECALENTADORES DE AIRE |



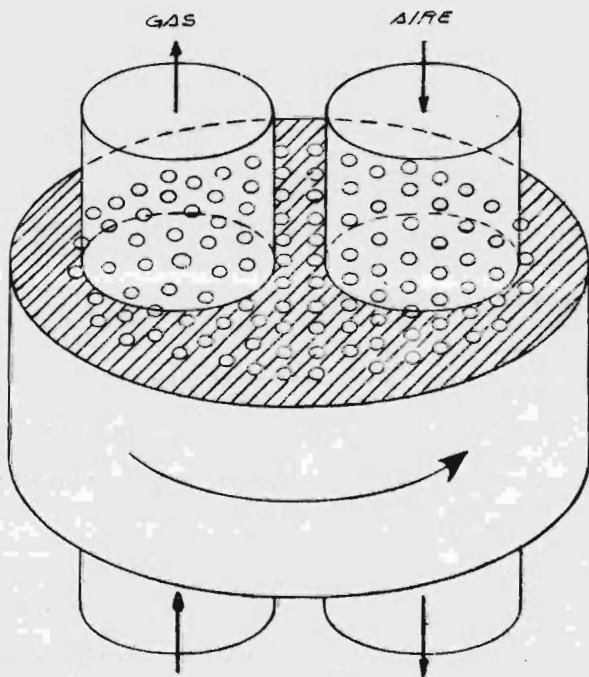
PRECALENTADOR DE
LAMINAS

| |
|-------------------------------------|
| U.N.A.M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.14 |
| TIPOS DE PRECALENTADORES DE AIRE |



PRECALENTADOR DE TUBOS, FLUJO
LONGITUDINAL

| |
|-------------------------------------|
| U.N.A.M. |
| FACULTAD DE QUIMICA |
| FIGURA N° 2.15 |
| TIPOS DE PRECALENTADORES DE AIRE |



U.N.A.M.

FACULTAD DE QUIMICA

FIGURA N° 2.16

PRECALENTADOR DE AIRE
TIPO REGENERATIVO

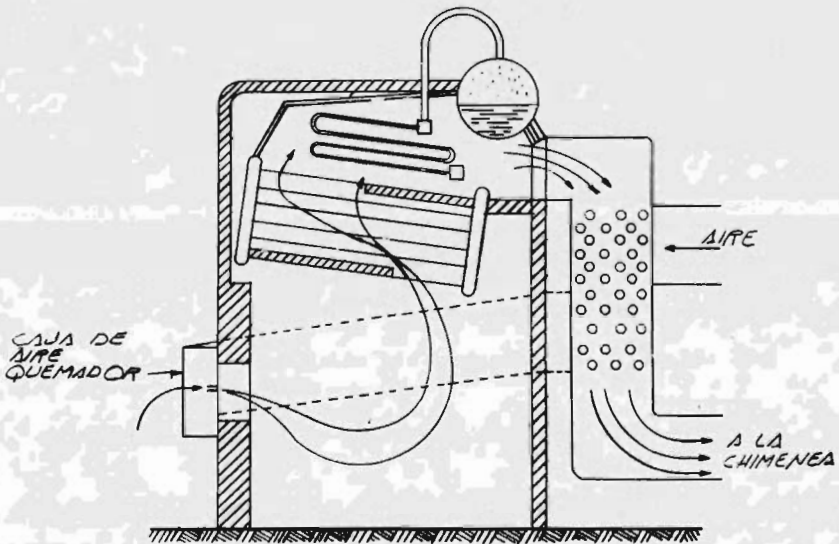
Las figuras 2.13, 2.14, 2.15 y 2.16, muestran éstos tipos de precalentadores de aire y la colocación de los mismos en un generador de vapor que carece de economizador. Si existiera el economizador, estaría en la trayectoria de los gases, entre el precalentador de aire y la caldera.

El precalentador de aire logra que los gases que se pierden por la chimenea, salgan a menor temperatura y el calor que de éste modo se recupera, es llevado al horno donde se aprovecha, como se muestra en el esquema 2.17.

d. El sobrecalentador.

Un sobrecalentador puede ser descrito como un sistema de tubos arreglados en serie y en paralelo, localizado dentro del contorno del horno, en el paso obligado de los gases de combustión.

Recibe vapor saturado después de que éste ha salido de la porción de la caldera que lo genera. Según se va pasando el vapor a través de los tubos del sobrecalentador, se le va impartiendo calor adicional por el flujo de los gases, de tal manera, que la temperatura del vapor se aumenta y aumenta también su volúmen. El sobrecalentamiento del vapor tiene lugar a una presión constante, la misma de la caldera.



U. N. A. M.

FACULTAD DE QUIMICA

FIGURA N° 2.17

CALDERA CON PRECALENTADOR DE AIRE

Las ventajas que se obtienen con el sobrecalentador de vapor, son las siguientes:

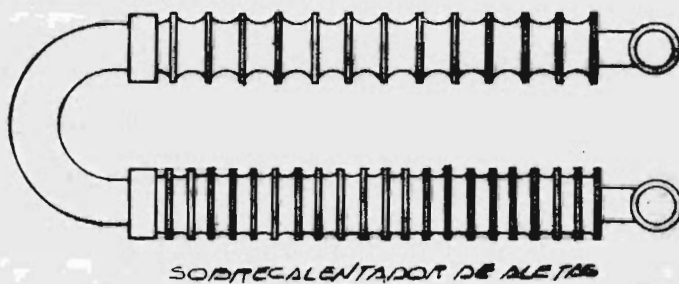
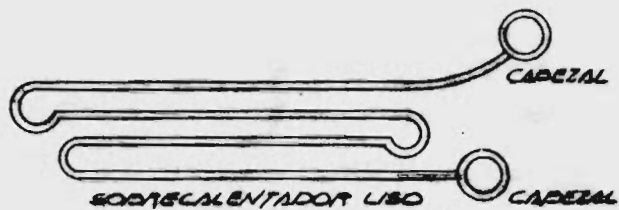
1. El rendimiento termodinámico del ciclo de la planta aumenta.
2. Las pérdidas por condensación en las turbinas de vapor y en las máquinas mismas disminuyen.
3. El desgaste de las aspas de la turbina disminuye.

El sobrecalentador está fabricado de acero-cromo-níquel, cuando se trata de altas temperaturas y el tubo que la forma, puede ser liso, o bien constar de aspas en la dirección radial, para aumentar la transmisión de calor.

La figura 2.18, muestra dos tipos de sobrecalentadores.

La forma como están doblados los tubos, depende del lugar de la caldera en donde se va a instalar el sobrecalentador.

Los sobrecalentadores pueden ser de tipo radiante, de convección o de combinación radiante-convección. Los de tipo radiante absorben calor por radiación directa del horno y algunas veces se localizan en una o más de las paredes -



U. N. A. M.

FACULTAD DE QUÍMICA

FIGURA N° 2.18

TIPOS DE
SOPRECALENTADORES

del horno. Ya que la temperatura del horno y por lo tanto la cantidad de calor, disponible por radiación, no se elevará tan rápidamente como el rango de flujo de vapor, un sobrecalentador de tipo radiante tiene una característica descendente, es decir, la temperatura del vapor se abate a medida que el flujo aumenta.

Los sobrecalentadores de tipo de convección absorben calor, principalmente por el choque y el flujo de gases calientes alrededor de los tubos. Las características de éste sobrecalentador es ascendente, es decir, la masa de flujo y la temperatura de los gases que entran a la zona del sobrecalentador, así como el flujo de vapor y su temperatura, se incrementan con el aumento de rango de fuego.

Cuando por su diseño se combinan las características de los radiantes y los de convección la temperatura se mantiene casi constante desde el 60% de la carga, hasta el 100% de la misma.

Con el advenimiento de los hornos con quemadores tangenciales, el control de la temperatura del vapor (sobre todo a bajas cargas), se complementa con el uso de quemado

res inclinables.

El diseño de los sobrecalentadores es más complejo y depende principalmente del tipo de caldera en que se ha de instalar.

e. Desobrecalentadores.

Llamados también atemperadores, se utilizan como su nombre lo indica, para quitar al vapor el exceso de temperatura, con el objeto de mantener constante su temperatura de salida, ya que esta condición es indispensable para el adecuado funcionamiento de la turbina.

El desobrecalentamiento se efectúa por medio de inyección de agua finamente pulverizada dentro de la corriente del vapor sobrecalentado. Generalmente, esta inyección, es asistida por vapor que actúa como agente atomizador.

Existen otros tipos de desobrecalentadores, de probada eficiencia en los casos donde se les ha instalado; por ejemplo, los de "orificio variable". Lógicamente, el control de la temperatura del vapor se lleva a cabo principalmente al controlar la inyección de agua, la cual será en función de la señal de un elemento medidor de la

temperatura del vapor.

b. Bombas de agua de alimentación.

Es uno de los equipos de principalísima importancia.

Para elevar la presión hidrostática más allá de la presión de la caldera, se utiliza una bomba pequeña. Las bombas de operación manual, dan un resultado satisfactorio para calderas pequeñas, de baja presión.

Para las calderas de alta presión y para las unidades muy grandes, se utiliza una bomba impulsada por fuerza mecánica.

Para el cálculo y selección de bombas de este tipo, en cada caso en particular, es muy importante tomar en cuenta:

1. La presión del domo considerada a la presión de disparo de la válvula de seguridad más alta.
2. La ΔP a través de la válvula controlada a 100% de abertura, así como la ΔP de la tubería, válvulas, codos, etc.

3. La ΔP a través del economizador.
4. La ΔP a través del o los calentadores de agua (si los hay).
5. La presión estática de la línea de centros del domo superior al centro de la bomba.
6. La capacidad deberá ser aproximadamente un 25 a 30% mayor que la capacidad de generación máxima, de la caldera.
7. La temperatura del agua de alimentación, para determinar el NPSH (cabeza de succión neta positiva).
- g. Recalentadores de vapor.

Los recalentadores de vapor, usados generalmente en grandes generadores de vapor, toman su nombre precisamente porque sirven para recalentar el vapor que ya ha trabajado en una turbina.

En las plantas de gran capacidad que constan de turbinas, se acostumbra a veces, que el vapor se expanda parcialmente en la turbina, en donde pierde grados de sobrecalentamiento al mismo tiempo que presión. El vapor se lle

va de la turbina nuevamente al generador de vapor, pasan do por un recalentador que lo vuelve a recalentar o sobrecalentar, a presión constante, para después regresar a los escalones de baja presión de la turbina, en donde se expande nuevamente.

La finalidad de recalentar el vapor es disminuir la erosión de las aspas de la turbina, producida por la humedad del vapor.

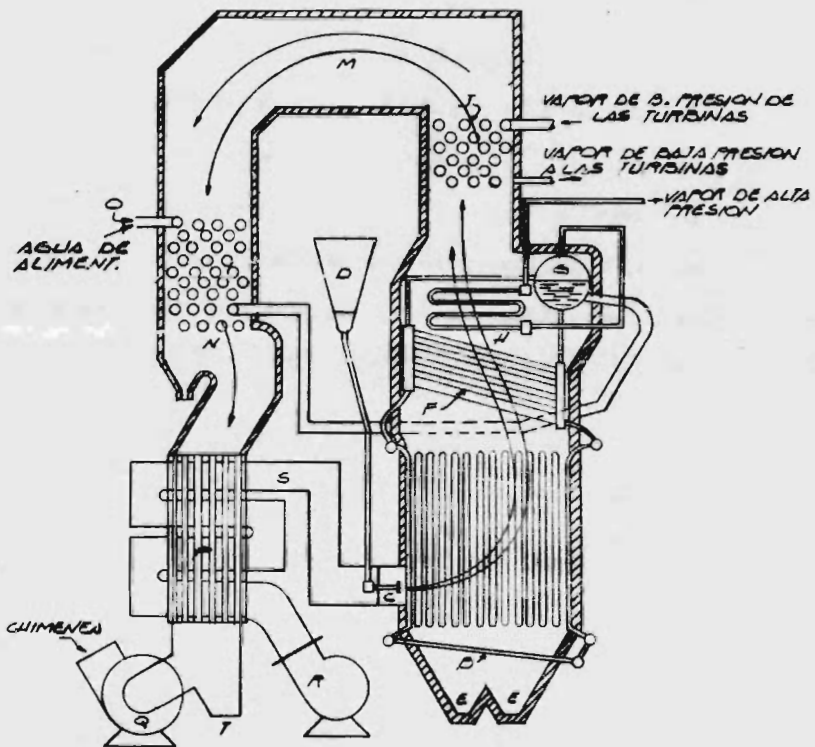
El recalentador consiste de un banco de tubos, arreglados en serie y paralelo, por el interior de los cuales pasa el vapor y por el exterior pasan los gases de combustión. Este aparato se sitúa inmediatamente después de la caldera.

La figura 2.19 muestra la colocación del recalentador.

II.6

Instrumentación y Control.

A medida que los generadores de vapor han progresado notablemente en los últimos 20 años, los instrumentos y sistemas de control y protección han tenido que responder a ese desafío, cuando más y mejores sistemas e instrumen



U.N.A.M.

FACULTAD DE QUIMICA

FIGURA Nº 2-19

CALDERA CON RECALENTADOR

tos capaces de hacer mediciones, decisiones, programas y operaciones que el hombre no puede hacer en el mismo tiempo.

La mayor preocupación de toda la industria y de todo usuario de calderas desde tamaños pequeños hasta las más gigantescas, es la seguridad. Seguridad para el elemento humano que las maneja o que tiene que estar cerca de ellas, seguridad para las propias calderas en las cuales se ha invertido una respetable suma y finalmente, seguridad de continuidad de operación.

Si se analizan todos los sistemas de control y protección por más sofisticados que éstos sean, se observa que siempre, invariablemente, apuntan a un fin primordial:

Evitar por todos los medios que llegue a introducirse al horno el combustible sin quemar.

Aunque nunca será posible sustituir completamente al elemento humano, fuente de inteligencia y discernimiento incomparable, sí se le provee de valiosísimos auxiliares para dominar la enorme potencia que desarrolla un generador de vapor.

En generadores de vapor de mediana capacidad, en los que hay que controlar más de un quemador en el frente de la caldera, se utilizan generalmente, sistemas de control neumático y a veces, una combinación de electrónico-neumático.

En los quemadores utilizados en plantas termoeléctricas o en plantas industriales, por su gran capacidad de generación y las altas presiones involucradas, el sistema completo de control, se divide en las siguientes secciones:

1. Control de Combustión.
2. Control de agua de alimentación.
3. Control de temperatura de vapor.
4. Control de vapor auxiliar.
5. Sistema lógico de control de quemadores.
6. Sistema lógico de protección.

Las secciones 1 a la 4, son sistemas neumáticos, aunque algunos de sus componentes envían una señal electrónica que convierten en señal neumática.

Las secciones 5 y 6, son sistemas eléctricas, aunque la tendencia es cada vez mayor a preferir sistemas de estado sólido y circuito impreso, utilizando placas fácilmente reemplazables en caso de falla.

1. Control de combustión.

Este sistema está integrado por instrumentos y componentes actuados por una señal de aire, a presiones de 3 a 15 libras, 3 a 27 libras, 0-30 libras, dependiendo de la marca de los controles y del rango que se seleccione.

Los instrumentos principales son:

- i) Controlador maestro, el cual recibe directamente, o a través de un transmisor, la presión del vapor a la salida del sobrecalentador de la caldera. Su función es mantener la presión constante de vapor en cualquier punto del rango de carga. Esa función la efectúa enviando una señal a la válvula de control de combustibles y al servomotor de las compuertas del ventilador.
- ii) Válvula o Válvulas de Combustible de Cierre General.
- iii) Válvulas individuales para cada quemador, algunos -



sistemas las omiten, instalando en su lugar válvulas de operación manual.

- iv) Válvulas de cierre general de Combustible a Encendedores.
- v) Válvulas individuales para cada Encendedor.
- vi) Servomotor que acciona las compuertas del ventilador a la succión del mismo, y servomotor que accione las compuertas a la descarga del ventilador.

Junto con éstos componentes básicos de control de combustión, se instalan los medidores, indicadores y registradores de las diferentes variables como:

Flujo de vapor.

Analizador de Oxígeno.

Presión del vapor en el domo de la caldera.

Presión del vapor a la salida del sobrecalentador.

Presión del combustible en el cabezal principal.

Presión de combustible en quemadores.

Presión de vapor de atomización en quemadores (cuando se quema combustible líquido atomizado con vapor).

Temperatura del combustible.

Presión de aire a la descarga del ventilador de tipo for

zado.

Presión de gases saliendo de la caldera.

Presión de gases saliendo del precalentador.

Presión en caja de aire.

Presión dentro del horno.

Temperaturas de gases saliendo de la caldera, del economizador y del sobrecalentador.

Temperatura del aire saliendo del precalentador.

Todos estos datos deben registrarse y son un índice seguro de las condiciones en que se efectúe la combustión.

2. Control de agua de Alimentación.

En grandes generadores de vapor, lo indicado es instalar un control de tres elementos:

Nivel en el Domo.

Flujo de Vapor.

Flujo de Agua de Alimentación.

En este sistema, el transmisor de nivel del domo envía una señal de salida neumática a un aparato integrador-talizador, que también recibe las señales del transmisor de flujo de vapor y la del transmisor de flujo de agua.

Cualquier desviación del punto de ajuste (set point), que corresponde al nivel normal, es corregido por este sistema, enviando la señal ya totalizada y proporcionada hasta la válvula de control de agua de alimentación.

El sistema se complementa con su estación de control, manual-automático desde el tablero, así como registradoras de flujo de agua, nivel y flujo de vapor.

Cuando la presión de operación excede de 600 lb/in^2 , es aconsejable instalar el transmisor de nivel con un dispositivo que compense por presión en el domo.

Se aconseja, así mismo, instalar un transmisor con indicador remoto de nivel, independiente del sistema anterior para tener siempre una doble indicación y, por lo tanto, una mayor seguridad.

3. Control de Temperatura del Vapor.

Este sistema tiene como objetivo, proporcionar vapor sobrecalentado de temperatura constante, a la turbina o proceso en que va a utilizarse.

Tiene dos fuentes principales de generación de señal: La

primera, se toma del paso intermedio entre el sobrecalentador de baja temperatura y el de alta temperatura, después del desobrecalentador.

La segunda, se toma a la salida final del vapor.

En algunos sistemas un poco más sofisticados, se emplea una tercera fuente de señal: La del flujo de aire a través de la unidad, como índice de carga para proporcionar a la válvula de control de flujo de agua al desobrecalentador.

La operación de este sistema, podría describirse de la siguiente manera:

Se mide la temperatura final del vapor y cualquier error entre la temperatura medida y el punto de ajuste, es aplicado con acción proporcional más integral.

La temperatura del vapor a la salida del desobrecalentador también se mide, y ésta señal se utiliza como una anticipación de cambio de temperatura.

Las dos temperaturas son comparadas antes de ser sumadas con el índice de carga, el cual, como ya se mencionó, es

el flujo de aire.

La señal final se hace pasar a través de la estación de control manual-automático, instalada en el tablero y de este punto a la válvula neumática de control de agua al desobrecalentador.

4. Control de Vapor Auxiliar.

Este sistema es bastante sencillo si se comprende el significado de vapor auxiliar.

El vapor auxiliar se emplea para sistemas de calentamiento de combustible líquido, calentador de aire a vapor, vapor de atomización y sopladores de hollín.

En algunas plantas se toma este vapor de la tubería principal, instalando una estación reductora de presión y una estación desobrecalentadora.

Otros Ingenieros, toman como fuente de suministro para vapor auxiliar, el vapor de extracción, del primer paso de la tubería.

Para el sistema de calentamiento de combustible, se ha usado con éxito la llamada caldereta o simplemente, cam-

biador de calor.

En este caso, la instrumentación debe comprender, además de la reductora de presión, el control de la temperatura del vapor, la alimentación de vapor al equipo mencionado, agua al mismo, su control de nivel y de presión.

5. Sistema Lógico de Control de Quemadores.

El sistema lógico es una secuencia programada para poner en operación normal y razonablemente segura los quemadores de un generador de vapor. Se aplica en casi todos los casos donde el número de variables es considerable y la cantidad de decisiones simultáneas y operaciones a efectuarse está más allá de la capacidad física del hombre.

Si se satisfacen las condiciones básicas de operación manual y segura, el operador podrá desde el tablero iniciar el barrido del horno, el cual se efectúa automáticamente, después podrá encender sus pilotos en cada elevación de quemadores.

El diseñador tendrá que empezar por hacer los diagramas "lógicos", y dependiendo de cada paso y cada condición -

requerida, tendrá que llegar a elaborar el diagrama del circuito y finalmente, seleccionar los aparatos y componentes adecuados.

Para que el operador pueda seguir la secuencia de encendido y la operación normal, se proveen en el tablero principal y en el tablero auxiliar, suficientes luces de indicación de cada operación principal y de cada equipo auxiliar, válvulas de combustible, detectores de flama, etc.

Se instala, además, un cuadro de alarmas visibles y audibles, que actuarán en caso de que se suscite cualquier condición anormal, insegura o peligrosa.

6. Sistemas Lógicos de Protección.

Los sistemas de protección, íntimamente ligados al sistema lógico de quemadores, están formados por celdas detectoras de flama y una gran cantidad de interruptores actúados por presiones, temperaturas, niveles o posiciones de mecanismos y válvulas.

Tales interruptores son los que envían sus señales respectivos para que el sistema lógico opere correctamente

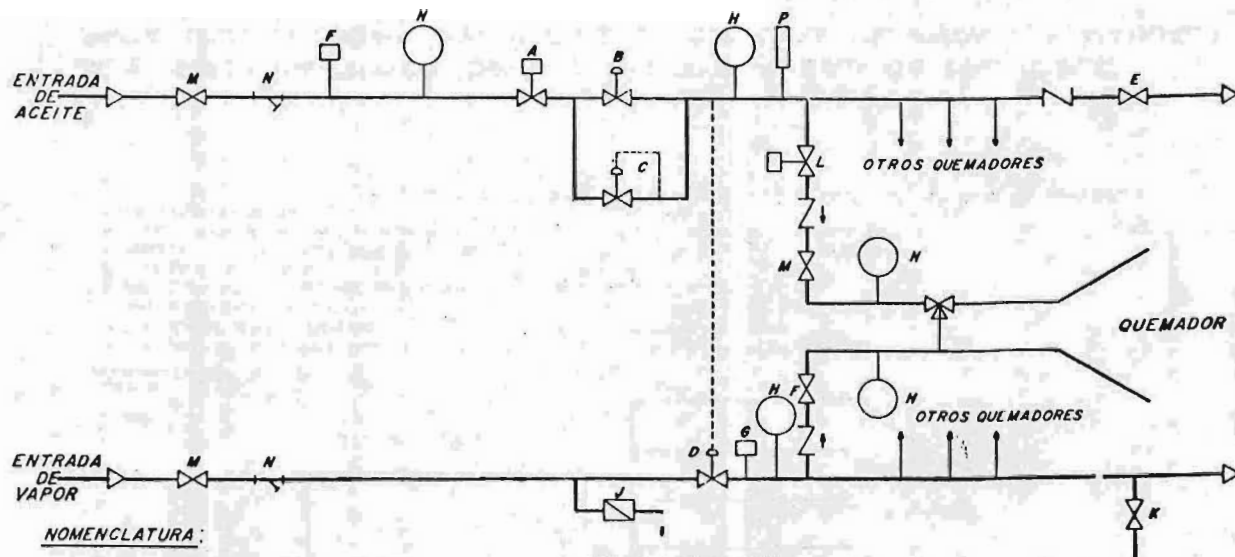
y para actuar las alarmas en caso de una situación anormal o lo que es más importante, cerrar instantáneamente las válvulas de combustible, poniendo así del lado seguro toda la unidad.

Estos sistemas se diseñan de acuerdo con los requirimientos mínimos establecidos por la NFPA (National Fire Protection Association), tanto para quemadores de gas como para aceite combustible y asfalto y se complementan con datos que se obtienen de la operación de las calderas - que se tienen instaladas.

En el dibujo A-1 y A-2, se muestran dos sistemas típicos de protección para calderas que queman gas y aceite combustibles.

En forma general se establece que se debe solicitar toda la instrumentación necesaria que garantice el correcto funcionamiento del generador de vapor en forma individual y ligado al sistema en que se piense operar.

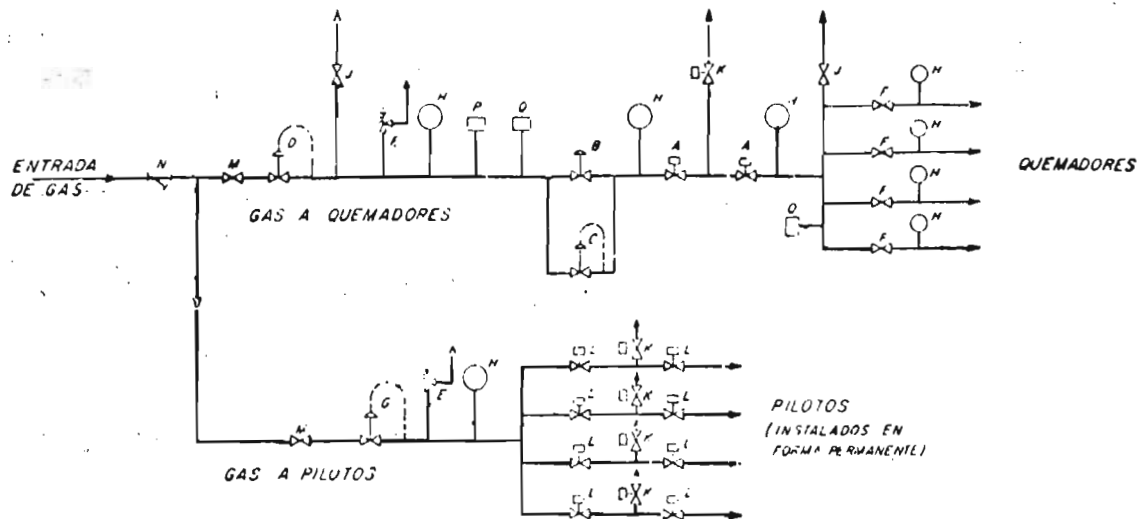
Conviene fijar el rango de operación para los sistemas de transmisión neumática y la alimentación de la corriente eléctrica, establecer los sistemas de transmisión de



NOMENCLATURA:

- | | |
|---|--------------------------------------|
| A VALVULA DE CORTE PRINCIPAL DE ACEITE | N INDICADOR DE PRESION |
| B VALVULA DE CONTROL PRINCIPAL DE ACEITE | J TRAMPA DE VAPOR |
| C VALVULA REGULADORA DE PRESION DIRECTA DE ACEITE | K VALVULA DE PURGO |
| D VALVULA REGULADORA DE PRESION DE VAPOR | L VALVULA INDIVIDUAL CORTE DE ACEITE |
| E VALVULA DE RECIRCULACION DE ACEITE | M VALVULA DE BLOQUEO |
| F INTERRUPTOR DE CORTE POR BAJA PRESION ACEITE | N FILTRO |
| G INTERRUPTOR DE CORTE POR BAJA PRESION DE VAPOR | P INDICADOR DE TEMPERATURA |
| □ OPERADOR ELECTRICO | ○ OPERADOR NEUMATICO |

A.1. SISTEMA TÍPICO DE SUMINISTRO DE ACEITE COMBUSTIBLE PARA UNA CALDERA CON VARIOS QUEMADORES (SUPERVISION MANUAL)



NOMENCLATURA

A VALVULA DE CORTE PRINCIPAL

B VALVULA DE CONTROL PRINCIPAL

C VALVULA REGULADORA DIRECTA

D VALVULA REGULADORA DE PRESION CONSTANTE

E VALVULA DE RELEVO

F VALVULA DE CORTE MANUAL PARA SUPERVISION

G VALVULA REGULADORA GAS A PILOTOS

H INDICADOR DE PRESION

J VENTEO A LA ATMOSFERA MANUAL

K VENTEO A LA ATMOSFERA

L VALVULA INDIVIDUAL DE CORTE

M VALVULA DE BLOQUEO MANUAL

N FILTRO

R INTERRUPTOR DE CORTE POR ALTA PRESION

O INTERRUPTOR DE CORTE POR BAJA PRESION

□ OPERADOR ELECTRICO

△ OPERADOR PNEUMATICO

⌘ OPERADOR MECANICO

A.2. SISTEMA TÍPICO DE SUMINISTRO DE GAS COMBUSTIBLE PARA UNA CALDERA CON VARIOS QUEMADORES (SUPERVISION MANUAL)

temperatura, de resistencia, por termopares, neumáticos o electrónicos y asentar que los termopozos para vapor y agua a alta presión deben ser adecuados para las condiciones de diseño.

Con el objeto de completar la instrumentación de una caldera, conviene añadir a los sistemas de control anteriores, la siguiente información:

- a. Controles de Seguridad.
- b. Alarmas.
- c. Montaje.
- d. Tableros de Control.

- a. Controles de Seguridad.

Se debe contar con un equipo de seguridad detector de flama, de preferencia ultravioleta, para cada uno de los quemadores de los pilotos y cada quemador separadamente.

Tener un receptor remoto para evitar altas temperaturas y vibraciones, instalado en gabinete bajo techo.

El sistema debe consistir en todas las válvulas solenoides para combustible y gas, interruptores de baja presión de

gas de piloto, válvulas solenoides para gas a pilotos, bocinas de alarma, relevador de retraso de tiempo, válvulas de cierre de combustible por bajo nivel de agua y tablero de control alambrado hasta terminales.

El sistema debe tener las siguientes protecciones que actúen sobre las válvulas de cierre para combustible por:

Falla de corriente eléctrica.

Barrida del horno antes del encendido.

Bajo nivel de agua en la caldera.

Falla del ventilador de tiro forzado.

Baja presión de aire a instrumentos.

Baja presión de gas combustible, aceite combustible y/o asfalto.

Falla de flama.

b. Alarmas.

La caldera debe contar como mínimo con las siguientes alarmas luminosas y sonoras:

Alto nivel de agua en la caldera.

Bajo nivel de agua en la caldera.

Baja presión de descarga del ventilador de tiro for-

zado.

Baja presión del aire para instrumentos.

Baja presión de gas combustible, aceite combustible y de asfalto.

Falla de flama.

Baja presión de agua de alimentación.

Baja presión de aceite combustible a quemadores.

En general, las alarmas debe estar completas, ser de punto con clavija, interruptores de línea y tener dos botones, uno para prueba y otro silenciador.

Los anunciadores de alarma y el equipo accesorio deben cumplir con las siguientes especificaciones:

I. Seguir la secuencia indicada a continuación:

1. Normal - luz apagada, corneta en silencio.
2. Alerta - luz normal encendida, corneta sonando.
3. Anormal - aún después de restablecer condiciones luz encendida, corneta en silencio.
4. Normal nuevamente - luz apagada, corneta en silencio.
5. Al oprimir el botón de prueba deben encenderse

todas la luces.

II. Todos los letreros de las placas deberán estar en es
pañol.

c. Montaje.

Los instrumentos y controles para la operación de la caldera
deben ir localizados en la siguiente forma:

Montadas localmente.

En el tablero local al pie o en las plataformas de -
la caldera.

En el tablero principal del cuarto de control.

Las rutas y localización para las líneas y alambrado de -
instrumentos, deben ir a través de soportes para tuberías
de instrumentos, por lo que el fabricante debe proporci-
onar la información correspondiente para que esos soportes
sean diseñados por el comprador; además de proporcionar -
los datos para la interconexión de líneas de aire de ins-
trumentos y alambres eléctricos.

d. Tableros de control.

Tanto el tablero local como el del cuarto de control deben

cumplir con las siguientes especificaciones:

La fabricación del tablero debe ser con material de ángulo de fierro rígido y con una cubierta metálica que lo envuelva totalmente, debe ser autosoportado, tener la cubierta frontal perfectamente fija para evitar distorsiones al ser colocados los instrumentos y controles y conviene además que sea de placa de acero lisa de 3/16" de espesor.

Debe contar con letreros, de preferencia en plástico negro laminado con letras blancas para identificar todos los instrumentos de los tableros.

Los tableros deben ir colocados en la parte inferior de los instrumentos en perfecto español y con la descripción clara y simplificada. Cada instrumento deberá llevar otro letrero en la parte posterior del tablero y también todos los instrumentos y equipo auxiliar que vayan en la parte posterior del tablero deberán tener letreros con las mismas características.

Todo el sistema neumático de la parte posterior del panel deberá ser de tubería de 1/4" de diámetro de cobre de 0.035" de espesor; las conexiones también tienen que ser de 1/4" y arregladas de tal forma que se facilite futuras

instalaciones de instrumentos.

Todas las líneas transmisoras de señales deben tener instaladas válvulas de corte tipo macho y en el caso de que las líneas neumáticas tengan más de un servicio, en cada uno de los ramales deben tener válvulas de seccionamiento.

Cada línea que sea de aire de salida a control, necesita tener una conexión "T", para instalar en uno de sus extremos un niple de 1/4" con tapón, para usarse en las pruebas de los instrumentos y además cada línea que vaya o llegue de un instrumento de campo debe estar perfectamente identificada con cinta plástica que tenga la clave del instrumento a la cual va conectada.

El suministro de aire conviene que tenga un cabezal de 1" de diámetro alojado en el fondo de la parte posterior de los tableros con válvula reductora de presión, filtro y manómetro.

La toma de cada instrumento se conecta al cabezal mediante línea de 1/4" con su respectiva válvula y conviene dejar conexiones para futuras interconexiones en el cabezal de aire de instrumentos en proporción de una conexión

futura por cada 6 instrumentos instalados; estas conexiones disponibles conviene localizarlas en forma equidistante a lo largo del cabezal.

Todas las conexiones y ductos eléctricos conviene colocarlos en la parte posterior del tablero para que no interfieran con la maniobra de remoción y mantenimiento del tablero de control y tanto las cubiertas, cajas de conexiones y ductos, deben tener fácil acceso. La cubierta del tablero debe tener conexión a tierra.

El tablero de control ya terminado debe someterse a pruebas neumáticas y eléctricas en presencia de un representante del comprador, y ya con los instrumentos montados, el fabricante se debe responsabilizar de todos ellos.

El sistema de alarmas debe probarse totalmente para asegurar su correcto funcionamiento.

Los instrumentos que normalmente se colocan en el tablero local, cerca de los quemadores de la caldera, son: indicadores de nivel, manómetros para indicar presión de salida de vapor de la caldera, cabezal general de gas a quemadores, cabezal general de agua de alimentación, cabezal general de aceite combustible, aceite combustible

a quemadores, indicadores de tiro, aire de instrumentos; vapor de atomización; estaciones selectoras para: quemar gas, aceite o asfalto, ventilador del tiro con accionamiento eléctrico o turbina de vapor; manómetros para indicar presión antes y después del precalentador, en la caja de aire y en el hogar, así como un botón de disparo para cada combustible.

Es normal que en este mismo tablero se tengan todas las indicaciones, selectores y botones del sistema de protección por falla de flama.

En el tablero del cuarto de control, generalmente, se instalan además de las mencionadas anteriormente, un tablero de alarmas con botones de prueba y paso, también los registradores de flujo, presión, oxígeno, aire, etc. y una consola con multi-indicador de temperatura en las distintas partes de la caldera.

II.7

Equipo que consume vapor. Descripción y Método de Cálculo.

En la industria petrolera es de vital importancia contar

con una fuente confiable de energía para los distintos - procesos de sus plantas en lo que se refiere a generación de vapor para accionamientos motrices, vapor propiamente de proceso y calentamiento; una vez ya descrito y clasifi- cado el equipo generador de vapor y la utilización y des- cripción de este vapor generado; el equipo de consumo, su descripción y método de cálculo será el objetivo específi- co de esta sección.

Los principales equipos que utilizan el vapor ya sea para accionamiento mecánico, para proceso o calentamiento son los siguientes:

1. Para accionamiento mecánico:

- a. Compresores.
- b. Turbinas.
- c. Bombas.

2. Para proceso o calentamiento:

- a. Cambiadores de Calor.
- b. Eyectores.
- c. Hornos.
- d. Evaporadores.
- e. Desaeradores.

1. Equipo que utiliza el vapor para accionamiento mecánico.

a. Compresores.

Es un mecanismo usado comunmente para transportar y comprimir gases o vapores; como en el caso de las bombas para líquidos, pueden ser clasificados en compresoras de desplazamiento positivo y compresoras centrífugas.

Las compresoras de desplazamiento positivo incluyen máquinas reciprocantes y rotarios.

a.1 Máquinas de desplazamiento positivo.

a.1.1 Compresores reciprocantes o de pistón.

Los compresores reciprocantes pueden suministrar gas o vapor a presiones de unas cuantas libras a presiones tan altas como 35 000 lb/in². El Compressed Air and Gas Institute, define al compresor de pistón como - una máquina que consta de un pistón, un cilindro con válvulas apropiadas de entrada y salida y un cigueñal accionado exteriormente.

Debido a que actualmente son muchos los tipos de com

presores de pistón que se fabrican, resulta complejo preparar y presentar una lista racional de los tipos generales. El Compressed Air and Gas Institute, presenta la siguiente lista:

- a. Acción Simple.
- b. Acción Doble.
- c. Un Solo Paso.
- d. Pasos Múltiples.
- e. Vertical.
- f. Horizontal.
- g. Angulo.
- h. Línea Recta.
- i. Duplex.
- j. Enfriados por Aire.
- k. Enfriados por Agua.

La mayoría de los primeros compresores que se instalaron fueron accionados con vapor. El uso de éstas unidades se ha reducido a unidades tándem de dos pasos, a unidades pequeñas de baja presión o a unidades de un sólo paso. Estos compresores trabajan de 250 a 500 r.p.m. y su uso más amplio es como compresores de aire.

Los compresores más grandes (200 hasta 1500 hp), accionados con vapor, son generalmente horizontales, tipo duplex, en diseño de 1 ó 2 pasos. Estos se fabrican para presiones altas, hasta 3 000 lb/in². Dependiendo principalmente de la disponibilidad de vapor que se tenga en la planta, se hará la selección de estas unidades.

Una desventaja de los compresores grandes accionados con vapor, es la superficie de paso relativamente grande que ocupan dichas unidades; ésto posiblemente haya influido para su decadencia, junto con la introducción de compresores impulsados por motores de gas natural y lo barato de éste.

a.1.2 Compresores rotatorios.

Este grupo de compresores, se caracteriza por la - descarga continua y casi uniforme de gas. Los principales tipos de compresores rotatorios son los lobulados, los de paletas deslizantes y los rotatorios de pistón. El compresor de aletas deslizantes resulta apropiado para operaciones de evacuación.

Los compresores lobulados impulsan el gas desde la entrada de succión hasta la descarga por la acción de los lóbulos. Dentro de la unidad se lleva a cabo una compresión muy pequeña; sin embargo, la compresión se presenta cuando el contenido de la bomba es forzado dentro del sistema, accionado sobre la contrapresión del mismo. Este equipo requiere un ajuste muy cerrado de los lóbulos, por lo que el gas que está siendo arrastrado debe mantenerse libre de polvo e impurezas.

a.2 Compresores Centrifugos.

La función principal de este tipo de compresores es aumentar la presión del gas que fluye a través de él. Esto se realiza mediante la conversión de la energía de velocidad en energía de presión, acelerando el gas conforme éste fluye radialmente hacia afuera desde la entrada, en forma similar a una bomba centrífuga.

Se encuentran disponibles, desde descargas de 200 ft³/min hasta succiones de 150 000 ft³/min, con presiones de salida hasta de 800 psig.

El compresor consiste en un impulsor y una caja, simila

res a las bombas centrífugas y su principio de operación es similar al de las máquinas más sencillas para comprimir un gas.

El gas entra al compresor cerca del ojo del impulsor y es proyectado a una presión y velocidad altas, desde la punta del impulsor, hacia adentro de un difusor donde se termina la conversión faltante de velocidad, en presión. Estos compresores generalmente presentan pasos múltiples, para permitir la obtención de altas presiones de salida.

a.2.1 Compresores de Flujo Axial.

Estos compresores solo últimamente han encontrado aceptación general en operaciones industriales. Se recomienda para grandes volúmenes de entrada de gas; son máquinas capaces de manejar 860 000 ft³/min, con un diámetro de aproximadamente la mitad del de una compresora centrífuga. El compresor axial presenta una eficiencia aproximadamente 10% mayor que la compresora centrífuga equivalente.

Método de cálculo.

a. Determinar propiedades del gas a comprimir, así

como el gasto:

$$\gamma = k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p}{C_p - R}, \text{ M, Capacidad de calor}$$

molal; BTU/lb mol °R

- b. Determinar la relación de compresión P_2/P_1
- c. Cálculo del trabajo realizado por el compresor.

$$\begin{aligned} -W_m &= \frac{Z_1 + Z_2}{2} \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ &= \frac{Z_1 + Z_2}{2} \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{k}} - 1 \right] \\ &= \left[\text{ft}\# / \text{lb mol} \right] = (\text{ft}\# / \text{lb mol}) \\ &\quad (16.5/33\ 000) = \text{hp isoentrópico.} \end{aligned}$$

- d. Determinar el volúmen de entrada; ft^3/min
- e. De las figuras 15-16, 15-17 (Rase and Barrow), determinar eficiencia isoentrópica.

$$\text{b.h.p.} = \frac{\text{hp isoentrópico}}{\eta \text{ isoentrópica}}$$

- f. Cuando se trata de compresión a baja presión,

no hay necesidad de corregir por desviaciones a la idealidad.

g. Cálculo del No. de pasos.

$$\text{No. pasos} = \frac{W_m}{* W \text{ por paso}} \frac{\text{ft}\# / \text{lbmol}}{\text{lb/lbmol} \times \text{ft}\#/\text{lb}}$$

por peso

* se supone.

h. Trabajo por paso.

$$* W \text{ por paso} = \frac{\text{Trabajo}}{M \times \text{NO. pasos}}$$

* Se puede usar para checar o corregir g).

i. La selección del diámetro del rodete dependerá principalmente de la capacidad requerida por la máquina. En los datos del fabricante se indica un rodete de 18" de ϕ para una capacidad de 6 500 ft³/min en la entrada.

j. Cálculo de la velocidad angular en r.p.m.

$$N = \frac{1\ 300}{\phi \text{ rodete}} \sqrt{\frac{W \text{ por paso}}{0.35}} \quad \text{r.p.m.}$$

k. Otra forma del cálculo del No. de pasos S.

$$* \text{ Relación de compresión} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/S}$$

* Supongo S hasta checar o la despejo conociendo la relación de compresión.

La operación de un compresor puede considerarse fundamentalmente como isoentrópica y las eficiencias se reportan relativamente a estas bases isoentrópicas. Las pérdidas termodinámicas y la fricción del fluido, se agrupan conjuntamente como características de ineficiencia en la compresión. Las pérdidas por la fricción mecánica reciben el nombre de ineficiencia mecánica. La eficiencia total del compresor será el producto de la compresión y las eficiencias mecánicas. La eficiencia total de la mayoría de los compresores reciprocantes varía entre 65 y 80 por ciento.

b. Turbinas.

Las turbinas así como los motores eléctricos son los equipos de propulsión más empleados en el accionamiento de maquinaria de una planta de proceso.

Debido a que la turbina es una máquina de velocidad alta (3 000 a 5 000 r.p.m.), se usa para accionar bombas de repuesto o equipo similar, a las turbinas grandes que no tienen condensador se les usa con un propósito dualista, a saber, para impulsar alguna bomba o compresor grande, y para suministrar vapor de baja presión que se necesite para fines de calentamiento en algún proceso de la planta.

Al suministrar vapor de alta presión a la entrada de la tubería, el vapor a la salida puede usarse para fines de calentamiento; amén de que el vapor a la salida de la turbina está libre de aceite y otros contaminantes.

Las turbinas pueden clasificarse generalmente en dos subdivisiones, basadas en el modo de llevar a cabo la transformación de la energía calorífica a energía mecánica.

b.1 Turbinas de Impulso.

Produce el movimiento del rotor por la fuerza creada por el choque del chorro de vapor contra álabes.

b.2 Turbinas de Reacción.

Produce el movimiento del rotor debido a la reacción de

chorros de vapor fijos al disco giratorio.

A continuación, se describen éstos dos tipos de turbinas:

b.1 Turbinas de Impulso.

b.1.1 De un paso de velocidad.

Posiblemente sea la turbina más común; el vapor se -
expansiona completamente en la tobera y los álabes
móviles reciben este vapor, transformando de su moviu
miento en trabajo.

b.1.2 De varios pasos de velocidad.

En éstas turbinas el vapor después de pasar por la -
primera hilera de álabes móviles, se le hace pasar -
por una segunda, y aún por una tercera hilera de ála
bes móviles; disipando así casi toda la velocidad -
del vapor.

b.2 Turbinas de Reacción.

Se construye de varias hileras de álabes móviles fijos a
la rueda o rotor, y de un número igual de álabes fijos en
la cubierta. Al experimentar los álabes fijos una caída
de presión, aumentan por tanto la energía cinética o de -

velocidad.

Se produce un impulso juntamente igual que en la turbinas de impulso, al entrar el vapor a los álabes móviles; sin embargo, éstos se diseñan de tal manera que la caída de presión, que también se presenta por el paso del vapor a través de los mismos, produce una reacción. Por lo tanto, es accionada por una combinación de fuerza reactivas e impulsivas, debiendo propiamente llamársele turbina de impulso-reacción.

b.3 Turbinas de Extracción.

Estas turbinas han probado ser extremadamente útiles, cuando se hace necesario reducir la presión extremadamente alta del vapor antes de ser enviado a proceso. El vapor se extrae, en forma automática, de pasos intermedios de la turbina a fin de usarlo como vapor de proceso; el resto del vapor fluye hasta el escape de la turbina para luego condensarlo.

Este sistema hace posible la generación de grandes cantidades de energía eléctrica, así como vapor de proceso a diferentes niveles de presión.

b.4 Turbinas de Expansión Simple.

Son diseñadas para operar sin unidades de condensación y encuentran gran aplicación en plantas de proceso. Estas turbinas producen vapor limpio de baja presión, que puede usarse como vapor de proceso. Se construyen en velocidades de 600 hasta 7 000 r.p.m. y en capacidades hasta 1 500 hp.

b.5 Turbinas de Expansión Múltiple.

Estas turbinas están equipadas con unidades de condensación y se usan para accionar generadores o compresores - centrífugos grandes. Es una turbina cara y generalmente se usa para cargas grandes, en cuyo caso la economía del vapor es un factor muy importante.

Método de Cálculo.

Las turbinas operan en forma opuesta a los compresores y se aplican los mismos principios. Se asume el ciclo Rankine para el caso ideal y se aplica una eficiencia total para corregir las condiciones teóricas. El vapor se expande isoentrópicamente desde las condiciones iniciales hasta las finales.

El diagrama de Mollier, para vapor de agua es usado para los cálculos.

- a. Cálculo del trabajo.

$$\text{Trabajo} = H_2 - H_1 ; \text{ BTU/lb de vapor}$$

- b. Consumo teórico de vapor o agua por caballo-hora.

$$\frac{H_2 - H_1}{2544} \quad , \quad \frac{h_p - h_r}{\text{lb de vapor}}$$

- c. Consumo real de vapor.

$$\text{Consumo real de vapor} = \frac{\text{consumo teórico de vapor}}{\text{eficiencia de la turbina}}$$

Los valores de eficiencia para fines estimativos, se tienen en las figuras 16-12, 16-13 (Rase and Barrow), para turbinas de expansión simple y múltiple.

Las turbinas controladas por estrangulamiento del vapor exhiben una relación lineal entre el consumo de vapor en lb/hr y la carga en unidades convenientes; a esta línea recta se le llama de William y proporciona un método rápido para estimar el consumo de vapor para cualquier carga de la turbina cuando se co-

nocen solo 2 puntos de la recta.

Para las turbinas controladas por toberas, no se tiene una recta, sino una serie de líneas de William in terconectadas con pendiente variable correspondiente a cada apertura de las válvulas de las toberas. Una línea recta nos dará valores conservativos para fines estimativos.

c. Bombas.

Las bombas se pueden clasificar en dos grandes grupos, a saber:

- c.1 Bombas de desplazamiento positivo.
- c.2 Bombas centrífugas.

Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser a su vez, rotatorias y reciprocantes.

Características:

Las bombas de desplazamiento positivo, entregan una cantidad de líquido definida por cada carrera del pistón; mientras que una bomba centrífuga puede entregar un volúmen - variable de fluido con carga diferente, para una velocidad constante.

Descripción:

c.1.1 Bombas Reciprocantes.

En estas bombas, un pistón que actúa contra un líquido confinado, es el dispositivo que adiciona energía al sistema; este pistón puede utilizar como accionador mecánico, una máquina de vapor o un motor eléctrico. La cantidad de fluido descargada por la bomba dependerá exclusivamente del volumen del cilindro y de las veces que el pistón se mueve a través del cilindro. El líquido es descargado en éstas bombas con flujo pulsatorio, el cual puede ser disminuido usando una bomba de doble acción o aumentando el número de cilindros.

c.1.2 Bombas Rotatorias.

Opuestamente a las bombas reciprocantes, que dependen de válvulas de retención para controlar la carga y la descarga, una bomba de tipo rotatorio aprisiona una cantidad de líquido y lo mueve hasta el punto de descarga; es decir, se caracterizan por el método de toma y descarga del fluido. Su funcionamiento sería

el siguiente:

A la entrada de la bomba, la parte no dentada de los engranes, proporciona un espaciamento que es llevado por el líquido; cuando el engrane gira, el líquido es aprisionado entre el cuerpo de la bomba y el diente, para ser liberado ulteriormente en la línea de descarga.

Estas bombas pueden ser de engranes, lobulares, de tornillo, rotatorias de pistón y de aletas.

c.2 Bombas Centrífugas.

Consisten en un impulsor que gira dentro de una caja circular. El fluido entra a la bomba cerca del centro del impulsor y es accionado hacia arriba por movimiento centrífugo, aumentando su energía cinética desde el centro del impulsor hasta los extremos de las aletas impulsoras.

Esta carga de velocidad es convertida a carga de presión cuando el fluido sale de la bomba.

El impulsor consiste de cierto número de aletas cur-

vas u hojas en tal forma, que proporcionan un suave flujo de fluído entre las aletas. Estos impulsores pueden adoptar diferentes formas, como son: cerrado de aspas rectas para succión sencilla, para doble succión, inatascable, semiabierto, abierto y para flujo mezclado.

Si la combinación carga-capacidad que va a desarrollarse, es mayor que la que puede obtenerse con un impulsor sencillo (bomba de paso sencillo), puede usarse una operación de pasos múltiples.

Las bombas de pasos múltiples, se pueden considerar como formadas por varias bombas de paso sencillo en una misma flecha, con el flujo en serie. Estas bombas se utilizan frecuentemente para alimentar el agua proveniente del sistema de tratamiento, a las calderas.

Método de Cálculo.

El método de cálculo de una bomba, se basa en el principio de la conservación de energía, por conducto de la ecuación llamada "Teorema de Bernoulli".

Considerese el sistema representado en la figura - 2.20 y considerese que la temperatura es uniforme a través del sistema.

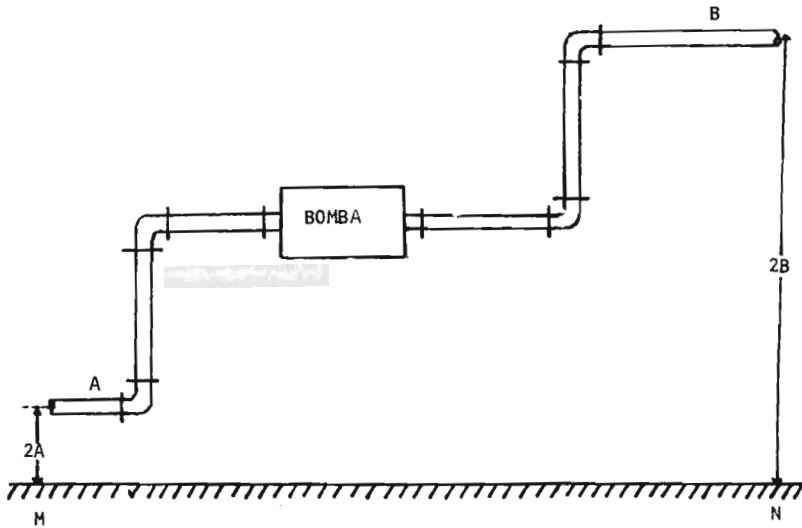


FIGURA 2.20

Esta figura representa una tubería por la que se transporta un líquido del punto A al punto B. La bomba proporciona la energía necesaria para causar el flujo.

Si se considera que 1 lb de líquido entra en el punto A y aplicamos el teorema de Bernoulli, se tiene:

$$Z_A \text{ g/gc} + \frac{U_A^2}{2dgc} + P_A V_A + H =$$

$$Z_B \text{ g/gc} + \frac{U_B^2}{2dgc} + P_B V_B + \sum_A^B F \dots\dots (2A)$$

Donde:

P_A = Presión en el punto A; lb/ft²

U_A = Velocidad promedio del líquido en el punto A;
ft/sec

V_A = Volúmen específico del líquido; ft³/lb

Z_A = Altura del punto A, con respecto al plano horizontal arbitrario representado por la línea

d = Coeficiente de energía cinética; 0.5 - 1.0

H = Cabeza adicionada por la bomba; ft $\frac{\text{lb}}{\text{lbm}}$

$\sum_A^B F$ = Cabeza de fricción o pérdidas por fricción -
del punto A al B.

Por conducto de este teorema, es posible obtener la cabeza de la bomba, por simple despeje.

La potencia de la bomba se obtiene de la siguiente -

manera:

Potencia teórica de la bomba = cabeza x gasto en masa

$$\left[\frac{\text{ft lb}}{\text{sec}} \right] = \left[\frac{\text{ft lb}}{\text{lbm}} \right] \times \left[\frac{\text{lbm}}{\text{sec}} \right]$$

$$\text{Caballaje teórico} = \frac{\text{Potencia teórica}}{550} = \text{hp}$$

hp

$$\text{Potencia real de la bomba} = \frac{\text{Potencia teórica}}{\text{eficiencia bomba-motor}}$$

Trabajo de la bomba = potencia de la bomba x tiempo
de bombeo.

Otro método para obtener la potencia de una bomba, consiste en calcular la presión de succión P_s , y la presión de descarga P_D , por medio de dos "balances de Bernoulli" y obtener la caída de presión, lo que multiplicado por el gasto volumétrico nos da la potencia teórica:

$$\Delta P \text{ bomba} = P_D - P_s$$

Potencia teórica = ΔP bomba x gasto volumétrico

$$\left[\frac{\text{lb ft}}{\text{sec}} \right] = \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \right] \times \left[\frac{\text{ft}^3}{\text{sec}} \right]$$

2. Equipo que utiliza el vapor como medio de calentamiento y para proceso.

a. Cambiadores de Calor.

Muchas de las plantas que se encuentran en las industrias químicas usan cambiadores de calor de una u otra forma.

Frecuentemente éstos son usados para transferir calor de un fluido de proceso a otro, utilizando como medio de calentamiento el vapor.

Líneas calentadoras, evaporadores y rehervidores, son todas las variaciones de un cambiador de calor recto de tubo y coraza con un líquido en el lado secundario.

En lugar de describir el gran número de diferentes cambiadores de calor y variantes, solo trataremos con las formas más comunes dado que se aplican las mismas reglas cualquiera que sea el proceso llevado a cabo.

Donde líquidos están siendo calentados, cambiadores de tubo y coraza son ampliamente usados, y en el caso de gases, alguna forma de batería calentadora con tubos con superficie extendida son instalados.

Tipos de Cambiadores.

a.1 De tubo concéntrico.

El medio de calentamiento es el vapor a alta temperatura y es usualmente abastecido por el interior de el tubo; - el líquido que va a ser calentado fluye por el exterior de los tubos. Hay ocasiones, sin embargo, cuando las - presiones o la naturaleza del fluído que va a ser calentado, indisponc que éstos deben de colocarse opuestamente.

Este tipo de cambiadores consta únicamente de un par de tubos concéntricos, uno de ellos de menor tamaño que el otro.

a.2 Intercambiadores de Doble Tubo.

Consiste de dos juegos de tubos concéntricos, dos tes co nectoras, un cabezal de retorno y un codo en U, la tubería interior se soporta en la exterior, mediante estope- ros y el fluído entra al tubo interior a través de una - conexión roscada localizada en la parte externa del in- tercambiador. Cuando se arregla en dos pasos la unidad se llama horquilla.

a.3 Intercambiadores de Tubo y Coraza.

Cuando se requiere el uso de un gran número de horquillas de doble tubo y por tanto grandes superficies de transferencia de calor, mejores resultados se obtienen por medio de equipo de tubo y coraza.

Este equipo involucra la expansión de un tubo en un espejo y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones normales de operación.

Existen varios tipos de cambiadores de tubo y coraza como son:

- a.3.1 Con cabezal de tubos estacionario.
- a.3.2 Con cabezal de tubos fijos con carretes integrales.
- a.3.3 Baffleado.
- a.3.4 Con haz de tubos removible.
- a.3.5 Con cabezal de tubos flotante.
- a.3.6 Con cabezal flotante de arrastre.
- etc.

Pueden además, ser de varios pasos, este tipo de cambiaores; es decir, el intercambiador en el cual el fluido de

la coraza fluye en un paso por la coraza y el fluído de los tubos en dos ó más pasos, es el intercambiador 1-2.

Los tubos en la coraza pueden arreglarse de varias maneras como:

- a. Arreglo en cuadro
- b. Arreglo triangular
- c. Arreglo en cuadro rotado
- d. Arreglo triangular con espacios para limpieza

Método de Cálculo.

El diseño de los intercambiadores, así como de cualquier equipo de transferencia de calor, se basa fundamentalmente en las siguientes ecuaciones:

- a. Ecuación de cantidad de calor:

$$Q = Wcp \Delta T \quad (2B)$$

Donde:

Q = cantidad de calor, BTU/hr

W = gasto másico del fluído; lb/hr

cp = calor específico; BTU/°F lb

ΔT = diferencia de temperaturas; °F

Para la corriente caliente $\Delta T = T_1 - T_2$

Para la corriente fría $\Delta T = t_2 - t_1$

b. Ecuación de Fourier Modificada.

$$Q = UA \Delta T_{L.M} \quad (2C)$$

Donde:

Q = Cantidad de calor; BTU/hr

U = Coeficiente total de transferencia de calor;

$$\frac{BTU}{lb^\circ F hr}$$

$\Delta T_{L.M}$ = Diferencia de temperaturas media logarítmica
definida por:

$$T_{L.M} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}}; \quad ^\circ F$$

A = Area Total; ft²

El valor del coeficiente U para un diseño preliminar puede ser obtenido de tablas y tomar un valor constante; aunque realmente va a depender de los coeficientes individuales de transferencia de calor, tanto en el interior de los tubos como en su exterior, hi y ho, depende además de la obstrucción que pueden sufrir los tubos al pa-

so del tiempo, de las afeas de los tubos, de la velocidad de los tubos, y de otros variables que dificultan el cálculo para cada caso en particular. Para el caso en que el vapor se usa como medio de calentamiento $h_i = 1\ 500 - \text{BTU/hrft}^2\text{°F}$, como un valor muy ajustado.

La ecuación (2C), tiene un valor particular en el diseño cuando los coeficientes individuales de película pueden ser calculados mediante el uso de ecuaciones del tipo obtenido por análisis dimensional, y U puede ser resuelto de acuerdo con ellos. Entonces la ecuación (2C), se usa para computar el área total o longitud de trayectoria requerida, cuando se da Q ó se obtiene por la ecuación (2B) y ΔT se calcula a partir de las temperaturas de proceso.

Cuando se especifican las temperaturas de proceso el calor total transferido Q ; (BTU/hr), también se especifica siendo calculado de $Q = Wc_p (t_2 - t_1) = Wc_p (T_1 - T_2)$.

b. Eyectores.

Todos los eyectores operan bajo un principio común. El eyector de una sola etapa es su forma más simple y consiste de una tobera, un cambiador de succión y un difusor.

El fluido actuante, el cual puede ser un gas, vapor o líquido, se expande de su presión inicial a una presión - igual a la del fluido secundario. Durante el proceso de expansión, el fluido actuante es acelerado desde su velocidad de entrada, la cual es despreciablemente pequeña, - hasta una velocidad alta.

En el cambiador de succión, el fluido actuante induce una región de baja presión, flujo a alta velocidad el cual - causa que el fluido secundario entre y se mezcle con el - fluido actuante. Durante el proceso de mezclado, el fluido actuante se retarda y el fluido secundario es acelerado. Conforme la mezcla entra al difusor, es comprimido a la presión de salida por una desaceleración rápida.

El propósito de un eyector, es transportar y comprimir una cantidad de fluido inducido desde la presión de succión - hasta la presión de salida.

Por medio de eyectores multietapas, es posible obtener un muy amplio rango de presiones de succión, desde presiones abajo de la atmosférica hasta tan bajas como una micra de mercurio absoluta.

Las partes de un eyector típico y su descripción se mues-

tra en la siguiente figura:

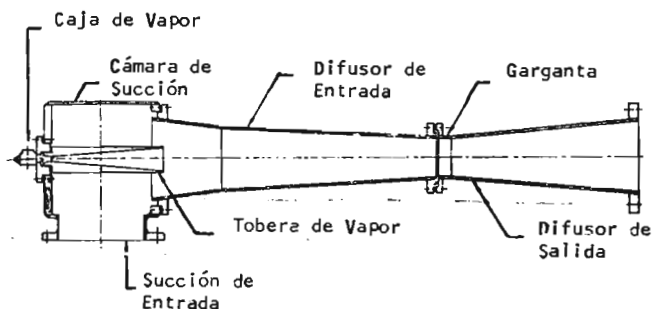


FIGURA 2.21

Tipos de Eyectores:

b.1 Eyector de vapor a chorro.

Este tipo de eyector es ampliamente usado en procesos de vacío, son ideales para usarse en todo tipo de des aereadores al vacío, enfriadores flash, condensadores, deshidratadores, secadores al vacío, filtros al vacío, atc.

b.2 Eyector de agua a chorro.

Con estos eyectores se logra obtener un vacío moderado con agua a presiones tan bajas como 10-20 psig mientras que con presiones de 40 psig y más altas, se logra un vacío con un rango de 4.0 psig a 1.0 pulg de Hg absolutas para eyectores de 1 etapa dependiendo de la carga del eyector y la temperatura del agua.

Consumo de vapor.

Un método para revisar el diseño de un eyector, es calcular la carga de vapor total para cada etapa del sistema, estimar los requerimientos de vapor de cada etapa, entonces checar el agua de enfriamiento usada y el diseño de el condensador de superficie.

El primer paso es convertir la carga de vapor de proceso total a una base estandarizada (W_A) libras por hora de - aire seco equivalente a 70°F. Si el eyector esta diseñado sin condensamiento, la velocidad de vapor básica (R_A) puede ser obtenida de la siguiente figura, y corregida - para una presión de vapor real por un multiplicador de - vapor usado (M_p) el que también se obtiene de la misma - figura.

El vapor total usado es:

$$W_{S,M} = R_A M_P W_A$$

La siguiente tabla nos da formas de funcionamiento para eyectores de una sola etapa; se basa en 100 psig de vapor motriz. Correcciones para otras presiones de vapor estan dadas en la figura 2.23

Tabla No. 2.1

Requerimientos de vapor para eyectores de 1 etapa.

| Presión de Succión (in Hg abs) | lb de Vapor Motriz a 100 psig/lb 70°F Aire Carga equivalente |
|-----------------------------------|--|
| 4 | 6.9 |
| 5 | 4.9 |
| 6 | 3.7 |
| 7 | 3.0 |
| 8 | 2.6 |
| 9 | 2.3 |
| 10 | 2.0 |
| 12 | 1.6 |

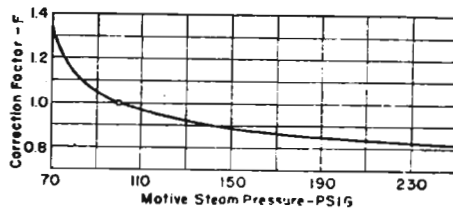


FIGURA 2.23

La siguiente ecuación empírica puede ser usada para estimar el consumo de vapor de eyectores multietapas:

$$\frac{W_S}{W} = \left(\frac{P_S}{49} \right)^{0.6} \left[\frac{(P_S - 0.38 P_W)}{(P_S - P_W)} \right]^{0.52}$$

Donde:

W_S = Peso o velocidad de fluido entrando

W = Peso o velocidad de vapor motriz (mismas unidades de W_S).

P_S = Presión de Succión; mm Hg abs.

P_W = Presión Parcial de vapor de agua en la succión del

= fluido; mm Hg

Esta ecuación es específica para sistemas Aire-Vapor de agua y es aplicable a unidades de dos etapas de condensación entre 15 y 100 mm Hg de presión de succión absoluta.

Cuando el fluido que entra es condensable y diferente de agua, la ecuación no se aplica.

c. Hornos.

El arte de la construcción de estas unidades se desarrolló antes que la teoría; de esta manera, el cálculo de la transferencia de calor radiante en estos hornos evolucionó a partir de métodos empíricos. Se cuenta ahora con métodos semiteóricos para el cálculo de las secciones radiantes de transferencia de calor.

Si bien, es necesario calcular el flujo de la transferencia de calor radiante para diseñar el horno, muchos otros factores influyen a menudo la disposición de los hornos, tales como el flujo permisible bajo varias condiciones y la cantidad y naturaleza de las cenizas en la eficiencia de la superficie.

En las operaciones de destilación atmosférica y al vacío de crudos, "cracking térmico", y los modernos procesos de gas a alta temperatura, los hornos tubulares de calentamiento directo son factor primario en las unidades de refinación. Los hornos también se usan ampliamente en operaciones de calentamiento, tratamiento y vaporización. En las refinerías se usan hornos que manejan fluidos a temperaturas hasta de 1 500°F y combinaciones tan severas como 1 100°F y 1 600 lb/in² g.

Los hornos pueden usar como combustible exclusivamente - petróleo o gas, aunque en el futuro se espera se use coke para aumentar la eficiencia.

Tipos:

- c.1 Horno tipo caja.
- c.2 Horno tipo De Florez.
- c.3 Horno tipo caja de sección radiante doble.
- c.4 Horno de sección radiante múltiple tipo "A".

Método de Cálculo.

a. Ecuaciones:

- 1. Ecuación General para la transferencia de calor.

$$Q = F_A F_E A \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

$$= \mathcal{F} \sigma A' (T_1^4 - T_2^4)$$

Donde:

Q = Flujo de calor por radiación solo hacia A' ;
BTU/hr

T_1 = Temperatura de la fuente; °R

T_2 = Temperatura de la superficie receptora; °R

\mathcal{F} = Factor que toma en cuenta la geometría del sistema y las emisividades de cuerpo gris de los cuerpos calientes y fríos; sin dimensiones.

A' = Superficie efectiva de transferencia de calor del cuerpo receptor o frío; pies²

σ = Constante de Stefan-Boltzman, 0.173×10^{-8}

$$\frac{\text{BTU}}{(\text{hr})(\text{ft}^2)(\text{°R})^4}$$

En general, el horno consiste de un receptor de calor o sumidero una fuente de calor y superficies que los contienen. Si bien, hay una interacción compleja entre estas tres partes esenciales, pueden evaluarse mejor en el orden dado.

2. Ecuación para evaluar la superficie efectiva de -

transferencia de calor radiante para varios tipos de tubos.

Para tubos con escorias de cualquier tipo, la superficie efectiva es:

$$(\alpha A_{cp})_s = A_{cp} F_c F_s F_e$$

Donde:

A_{cp} y α = Suscritos que indican la condición de escoria

F_c = Factor de conductividad; adimensional

= 1.00 para tubos lisos y aletados

= 0.7 para placas de metal ancladas en los tubos.

= 0.33 para bloques de metal anclados en refractarios

F_s = Factor de escoria; adimensional

= 0.6 - 0.9 ó 1.0 para calderas bien operadas

= 1.0 para tubos limpios

= 0.8 - 0.9 valor normal

F_e = Factor de emisividad; adimensional

= 1.0

3. Cálculo de la transferencia de calor radiante (Stefan-

Boltzamn).

$$Q = 0.173 \mathcal{F} \left[\left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \mathcal{A} \text{ Acp}$$

T_G = Temperatura de los gases

T_s = Temperatura de la superficie fría

4. Métodos de Diseño.

- i) Método de Lobo Evans
- ii) Método de Wilson, Lobo y Hottel
- iii) Ecuación Orrok-Hudson
- iv) Método simplificado de Wohlenberg

- i) Método de Lobo Evans.

Este método hace uso de un factor total de intercambio \mathcal{F} y una ecuación del tipo Stefan-Boltzman.

Tiene una buena base teórica y se usa extensamente en el diseño de hornos para refinerías. También se recomienda para calderas que queman petróleo o gas. Presentó una desviación de 5.3% entre la absorción de calor predicha y observada, en un total de 85 - pruebas en 19 hornos diferentes que variaron ampliamente sus características físicas y de operación. -

La desviación máxima fue de 16%.

ii) Método de Wilson, Lobo y Hottel.

Es un método empírico usado para hornos tipo caja alimentados con petróleo o gas de refinería cuando los flujos de calor se sitúan entre 500 y 30 000 - BTU/hr ft² de superficie circunferencial. Otras limitaciones son que el porcentaje de aire en exceso sea de 5 a 80% y que las temperaturas de la superficie de los tubos sea al menos 400°F menor que la temperatura del gas de salida de la sección radiante.

Este método es usado ampliamente en la industria, recomendándose bajo las limitaciones anteriores - cuando no se necesita la exactitud de la ecuación de Lobo y Evans. Para muchas de las pruebas referidas en el método de Lobo y Evans, la desviación promedio fue 6% y la desviación máxima 33%.

iii) Ecuación de Orrok-Hudson.

Es una de las primeras ecuaciones empíricas para - evaluar la absorción de calor en la sección radian

te de una caldera con tubos de agua. Se ha reemplazado por expresiones más exactas y es de valor limitado en el diseño.

Puede usarse para estimar los efectos del cambio en la alimentación del quemador, así como las variaciones de la razón aire-combustible para una caldera en operación, alimentada con carbón o petróleo, si se conoce que no habrá cambios apreciables en la cantidad del escoriamiento de los tubos. En tales circunstancias, puede ser necesario ajustar la constante de la ecuación para que cumpla con las condiciones de operación conocidas.

iv) Método Simplificado de Wohlenberg.

Es un método empírico, aunque indudablemente más confiable que la ecuación de Orrok-Hudson, para calcular la absorción de calor radiante. Solo se aplica para el quemado de carbón. Las pruebas en 7 calderas grandes indicaron una desviación de 10% cuando el factor de escoria se estimó de la apariencia del horno.

La máxima desviación fue de cerca de 50%, cuando se

usó stoker, pero se obtuvo una mayor precisión en hornos alimentados con carbón pulverizado.

Dado el objetivo de la presente tesis, no se creyó conveniente el desarrollo de los métodos mencionados, si se desea una mayor profundidad, deberá recurrirse a las referencias citadas a final del capítulo.

d. Evaporadores.

Existen dos tipos principales de equipo tubular vaporizador usados en la industria: calderas e intercambiadores vaporizadores.

Los intercambiadores vaporizadores a diferencia de las calderas, no tienen fuego directo y convierten el calor latente o sensible de un fluido en calor latente de vaporización de otro.

Si se usa un intercambiador vaporizador para la evaporación de agua o de una solución acuosa, es casi convencional llamarlo evaporador. Cuando se usa un evaporador para concentrar una solución química mediante la evaporación del solvente agua, se llama evaporador químico.

Muy a menudo se aplica el término de evaporador a una combinación de varias piezas de equipo, cada una de las cuales puede también definirse como un evaporador.

Clasificación.

Los tipos de evaporadores pueden ser clasificados como sigue:

- d.1 Aparato calentado por fuego directo.
- d.2 Aparato con medio de calentamiento en chaquetas, paredes dobles, etc.
- d.3 Evaporadores calentados con vapor con superficies de calentamiento tubular.
 - d.3.1 Tubos horizontales, vapor dentro de los tubos.
 - d.3.2 Tubos verticales.
 - d.3.2.1 Tipo estándar.
 - d.3.2.2 Tipo canasta
 - d.3.2.3 Tipo tubos largos
 - d.3.2.4 Tipo circulación forzada.
 - d.3.3 Tubos en formas especiales, tales como, serpentines, horquillas, etc.

Método de Cálculo.

La capacidad de un evaporador, así como la de cualquier equipo de transferencia de calor, esta dada por la siguiente ecuación: (2c). (Ver Sección 2.a.3).

$$q = UA \Delta tm \quad (2c)$$

Para resolver esta ecuación, el primer problema es el - determinar q , la cantidad total de calor que va a ser - requerida. Para su resolución considérese la figura - 2.24 Esta es diagrama altamente simplificado de un eva - porador, en donde la superficie de calentamiento es re - presentada para propósitos diagramáticos por un simple serpentín.

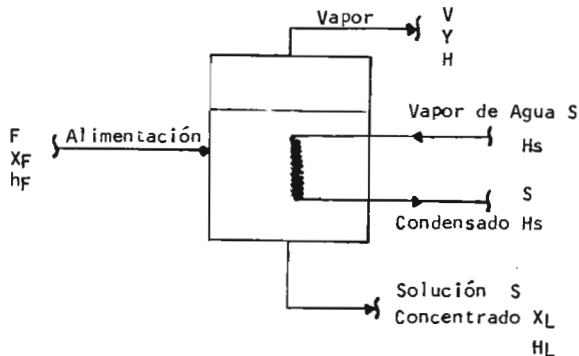


FIGURA 2.24

Las ecuaciones de balance de materia en este caso son muy simples. Para el material total que entra y sale se tiene:

$$F = L + V \quad (2D)$$

Para el soluto:

$$F x_f = L x_L + V y \quad (2E)$$

Donde:

F = Alimentación al evaporador; lb/hr

L = Cantidad de soln. concentrada; lb/hr

V = Cantidad de vapor; lb/hr

x_f, x_L, y = Fracciones en peso de soluto.

En la mayor parte de los evaporadores, el vapor es pura agua y por lo tanto y es cero.

Para obtener las libras de vapor S, necesarias para la evaporización, se lleva a cabo un balance de energía, en donde:

$$\text{Calor que entra} = \text{calor que sale}$$

Por tanto:

$$F h_f + S \lambda_s = V h + L h_L \quad (2F)$$

Donde:

$\lambda_s = H_s - h_c =$ calor latente del vapor; BTU/lb
hf, H, hL = entalpias de vaporización de alimentación,
vapor y soln. concentrada respectivamente.

Obteniendo la cantidad de vapor de agua S, de la ecuación (2F), el calor total transferido a través de la superficie de calentamiento es:

$$q = S (H_s - h_c) \quad (2G)$$

Para encontrar la superficie de calentamiento, solo es necesario aplicar la ecuación (2C), de la siguiente manera:

$$A = q/U (t_s - t_e) \quad (2H)$$

Donde:

t_s = Temperatura de saturación del vapor de agua.

t_e = Temperatura de ebullición del líquido.

Calidad del vapor empleado en un evaporador.

Cuando se utiliza vapor de alta presión como medio de calentamiento en un evaporador, se obtiene un gradiente de temperatura ($t_s - t_e$) mucho mayor, con un consecuente decremento en el tamaño (y por tanto de costo), del evaporador, que cuando se utiliza vapor de baja presión.

Industrialmente no se acostumbra usar el vapor de alta - presión como medio de calentamiento, dado que este vapor es mucho más valioso como una fuente de poder que como una fuente de calor. Generalmente, la calidad del vapor empleado en la mayor parte de los evaporadores es de 1 atmósfera a 25 psig; ocasionalmente se llega a utilizar hasta de 50 ó 60 psig de presión.

e. Desaeradores.

Tipos de desaeradores*

Como su nombre implica, los desaeradores son usados para separar los gases disueltos de los condensados y adicionalmente precalientan el agua que se alimenta a la caldera.

Existen varios tipos de desaeradores, pero en forma general, se reducen a dos tipos, a saber:

- a. Desaerador tipo espumas.
- b. Desaerador tipo cascada.

Operación.

Los desaeradores son incluidos en el sistema de alimen

tación a las calderas para eliminar los gases y el aire los cuales son arrastrados en la sección de vacío de la planta, en el agua de repuesto o formados por acción química durante el tratamiento del agua que se alimenta a la caldera.

Los gases deben ser eliminados para evitar corrosión en la planta lo cual podría ocasionar rupturas, especialmente si la concentración de los gases ocurre. El gas más activo es el oxígeno, arrastrado en el tanque de almacenamiento de agua de alimentación, empaques de la turbina y otros puntos donde el agua en el ciclo térmico está en contacto con la atmósfera. La figura Z25 muestra como el O_2 es disuelto en agua para varias temperaturas.

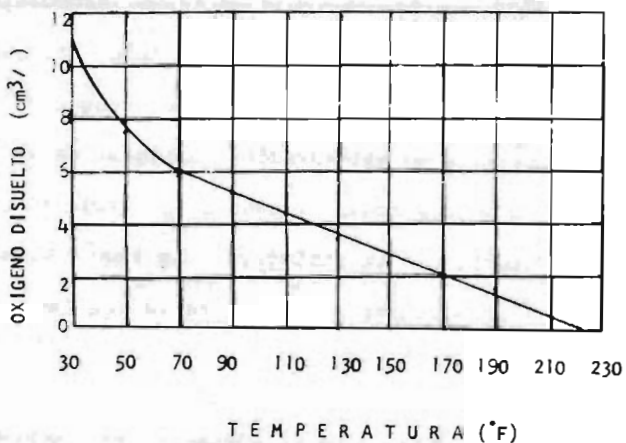
La mayor parte del oxígeno es eliminado en el condensador y el desaerador, pero la pequeña proporción que logra pasar es eliminado por absorción química con hidrocina, alimentado con el agua de alimentación a la caldera.

* También llamados deaeradores.

El dióxido de carbono puede ser liberado durante la evaporación, aumentando la acidez y la corrosión del con-

densado, este gas es también eliminado por el desaereador.

FIGURA 2.25



Variaciones en oxígeno disuelto en agua con temperatura a presión atmosférica

Experiencia con Desaereadores en Operación.

Con carga base en operación, realmente no hay problema - en la extracción de oxígeno y gases CO_2 . Una vez que - las variaciones se inician en la operación de un desaerea

dor, ocurre que el efecto flash el cual disuelve los gases se pierde.

Esto se aplica especialmente en operación de dos turnos durante el arranque y el paro de la planta.

Debido a ésto, el desaereador permanece en receso por al menos una hora después de que las turbinas son puestas fuera de servicio y es puesto también en receso por al menos 3 horas antes de que funcionen las turbinas.

En algunas estaciones con condiciones de baja operación toda la desaereación es hecha en el condensador.

Todas las plantas para presiones de vapor mayores de 900 lb/in²g /900°F, tienen desaereadores en línea, actuando como una etapa en el tren de calentamiento de alimentación. La experiencia ha demostrado que calentamiento inadecuado y capacidad de almacenaje pueden ser un problema en operaciones de dos turnos con un desaereador en línea a menos que se tomen precauciones especiales.

En suma, el objetivo principal es el obtener agua 100% pura desaereada, eliminando todo el oxígeno y otros gases disueltos en los condensados para evitar la corrosión

de los tubos de las calderas de una estación de fuerza.

La tendencia actual para la obtención de agua desmineralizada es usar una planta desmineralizadora en lugar de evaporadores, dado que este tipo de planta es independiente del abastecimiento de vapor y produce agua pura a menor costo (1:2.5). La economía es considerable cuando se considera que una caldera moderna que opera con condiciones de vapor de 2 350 lb/in²g /1055°F y produce - - 4 000 000 lb/hr, requerirá agua de repuesto de 1-2% ó - 40 000 a 80 000 lb/hr.

Método de Cálculo.

No existe reportado en la literatura ningún método de cálculo de los equipos de desaereación que sea del dominio público; es decir, cada fabricante cuenta con un método propio.

Una de las principales casas comerciales que fabrica des-aeradores (Cochrane), reporta la siguiente información:

Para desaeradores horizontales tipo UNI-PAC, el rango de capacidades de almacenamiento y dimensiones globales, se presentan en las siguientes tablas:

TABLA 2.2

| NUMERO UNIPAC | CAPACIDAD DELIBERADA | CAPACIDAD DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO |
|---------------|----------------------|--|
| AH- 30 | 30 000 lb/hr | 42 6 64 ft ³ |
| AH- 60 | 60 000 lb/hr | 84 6 168 ft ³ |
| AH-100 | 100 000 lb/hr | 139 6 278 ft ³ |

RANGO DE CAPACIDADES

TABLA 2.3

| TIPOS DE DESEAERADORES | DIMENSION DE LOS TANQUES | | | |
|------------------------|--------------------------------|----------|----------|--------|
| | ALMACENAMIENTO FT ³ | DIAMETRO | LONGITUD | ALTURA |
| AH- 30 | 42 | 4'-0" | 7'-8" | 4'-22" |
| | 84 | 4'-0" | 14'-4" | |
| AH- 60 | 84 | 5'-0" | 7'-10" | 5'- 2" |
| | 168 | 5'-0" | 14'-7" | |
| AH-100 | 139 | 6'-0" | 8'-4" | 6'- 2" |
| | 278 | 6'-0" | 15'-3" | |

CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO Y DIMENSIONES GLOBALES

CAPITULO III

PREDIMENSIONAMIENTO TERMODINAMICO DE UN GENERADOR DE VAPOR.

El objetivo principal de este capítulo es dar a conocer cuales son los parámetros fundamentales que intervienen en el predimensionamiento de un generador de vapor, cuya función principal, como ya se vió en el capítulo anterior, es la de generar vapor a presiones superiores a la atmosférica.

Una vez ya establecidos los parámetros que van a integrar la información o datos de diseño, se establecerán los criterios generales de diseño. Ejemplificando podríamos describirlos de la siguiente manera:

En las calderas convencionales el vapor es generado por

la absorción de calor producido por la oxidación de un combustible determinado, este tipo de generación, sugiere que la caldera deberá contar con un sistema de partes a presión, tales como domos, cabezales y tubos, con un sistema o equipo de combustión, con ventiladores y controles de combustión.

El ingeniero especialista, al diseñar el generador adecuado a los requerimientos finales de operación, deberá establecer, si el generador se integra con 2, 3 ó más domos el número de tubos, el arreglo de los tubos o pitch, si deberá contar con precalentador de aire o economizador o ambos, si el combustible a oxidar es petróleo, coque, gas natural, etc. Adicionalmente, el ingeniero deberá establecer un balance entre los componentes mencionados, basado en los criterios de diseño generales y los componentes mecánicos y eléctricos que constituyen la caldera en sí.

Ya establecida la información y los criterios generales de diseño, se planteará el método de diseño que se consideró el más adecuado a nuestro principal objetivo.

Finalmente, se elaborará el diagrama de flujo del método de diseño para su resolución por medio de computadora di-

gital. .

III.1

Información requerida para Diseño.

El objetivo básico en el diseño de una caldera es el de establecer una superficie total de absorción de calor - de tal forma que se obtenga el máximo calor aprovechable del combustible y de los productos de combustión.

Se trata en esta sección de definir la información básica indispensable para diseñar y cotizar un generador de vapor.

La información básica que debe especificarse para el dimensionamiento de una caldera desde el punto de vista - técnico, es la siguiente:

- a. Capacidad de Generación.
- b. Presión de Diseño.
- c. Presión de Operación.
- d. Temperatura del Vapor.
- e. Temperatura del agua de alimentación y análisis -
de la misma.

- f. Tipo o tipos de combustible y sus variaciones.
- g. Características eléctricas.
- h. Factores de carga y sus condiciones a diferentes - cargas.
- i. Equipo adicional al equipo estándar que desee para mayor protección del funcionamiento del equipo.
- j. Lugar de instalación.
- k. Tipo de instalación.
- l. Altura sobre el nivel del mar.
- m. Velocidad del viento.
- n. Factor sísmico.
- o. Especificaciones generales y requisitos específicos.

Conociendo estos requerimientos, se podrá seleccionar y dimensionar la caldera más económica desde el punto de - vista técnico.

A continuación, se describe cada uno de los requerimientos mencionados.

- 1. Capacidad de Generación.

La capacidad de generación de una caldera de gran capaci- dad es función de los requerimientos del proceso, los cua

Les se obtienen por medio de un balance global de calor de la sección de servicios de vapor y condensados de una planta de proceso, tal y como se muestra en el Capítulo V.

Otra manera de determinar la capacidad de una caldera, sobre todo de las pequeñas, es por medio de una denominación antigua, pero todavía en uso llamada "Caballo Caldera".

Una caldera de 10 pies² de superficie de calefacción o sea aproximadamente 1 m² tiene una capacidad nominal de 1 caballo caldera. Para expresar por consiguiente la capacidad nominal de una caldera, se divide entre 10 la superficie de calefacción expresada en pies.

Esta designación se inició antiguamente, porque una caldera de 50 caballos caldera, era capaz de alimentar una máquina de vapor de 50 H.P.

Por cada caballo caldera se producen 34.5 lb/hr de vapor saturado de 14.7 lb/in², con el agua de alimentación a 212°F, si la caldera trabaja a 100% de su capacidad nominal.

El único calor que recibe el vapor en este caso, es el de vaporización del agua, que a 212°F, es de 970 BTU/lb por tanto se tiene que:

$$Q = 34.5 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times 970 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} = 33465 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Si se define además el por ciento de carga R, como la relación entre el calor que transmite una caldera por hora y el que debíatransmitir de acuerdo con su superficie de calefacción a razón de 33465 BTU/hr/caballo, se pueden establecer las siguientes relaciones:

$$\text{c.c.} = S/100$$

$$\text{lc.c.} = 34.5 \times 970 = 33465 \text{ BTU/hr}$$

$$R = (Q \times 100) / (\text{c.c.} \times 33465)$$

$$Q = \text{c.c.} \times 33465 \times R/100$$

Donde:

R = Por ciento de carga de la caldera.

Q = Calor transmitido al fluido por hora.

c.c.= Capacidad nominal expresada en caballos caldera.

S = Superficie de calefacción de la caldera; ft².

Haciendo uso de las relaciones anteriores se tiene que

el porciento de carga a que trabaja una caldera, que tiene una superficie de calefacción de 1000 ft² y que transmite al fluido 6 x 10⁶ BTU/hr sería:

$$R = \frac{6 \times 10^6 \times 100}{\frac{1000}{10} \times 33465} = 179.3 \%$$

2. Presión de Diseño.

Esta presión va a indicar las bases a las cuales la caldera debe ser construida en última instancia. El diseñador frecuentemente hace uso del concepto de "factor de seguridad" con el objeto de abarcar las incertidumbres en el diseño. (6) (7) (8)

La presión de diseño, varía dependiendo del tipo de caldera y capacidad de generación (Ver Capítulo II).

3. Presión de Operación. (También llamada Presión de Trabajo).

Es la presión normal sostenida sin sobrepresiones internas violentas cuando la planta esta en operación normal a la capacidad de diseño.

4. Temperatura del Vapor.

La temperatura del vapor es un dato de gran importancia en el diseño de un generador de vapor, supuesto que en base a ésta, se va a determinar el tipo de generador, la magnitud del mismo, el uso de equipo auxiliar (sobrecalentadores, economizadores, precalentadores de aire), - etc.

La temperatura del vapor varía dependiendo del uso que se quiera asignar a éste. (Ver Capítulo II).

5. Factores de carga y sus condiciones a diferentes - cargas.

Si se entiende por carga la cantidad de combustible que se va a quemar, para obtener cierta capacidad de generación requerida; en el diseño de una unidad generadora - de vapor es necesario determinar las siguientes características de carga:

- a. Carga mínima, normal y máxima.
- b. Tiempo de duración de cada carga.
- c. Factor de carga.

d. Naturaleza de la carga (constante o fluctuante).

El diseñador determinará la capacidad de la caldera para llevar una carga normal a alta eficiencia, así como encontrar la demanda máxima y los rápidos cambios o picos de carga. Determinará también la rapidez con la cual la unidad alcanzará la capacidad total de vaporización.

6. Temperatura del agua de alimentación y análisis de la misma.

Las fuentes más usuales de alimentación de agua para las calderas, son los ríos, lagos y pozos de donde se obtiene el agua cruda, la cual normalmente contiene oxígeno libre, materia orgánica, sólidos en suspensión y sales disueltas.

El tratamiento de esta agua deberá basarse en las pruebas que se hagan en el laboratorio de las muestras de agua obtenida del lugar de abastecimiento, tomándose en cuenta la posibilidad de variación del análisis del agua de una estación del año a otra.

Si el agua de alimentación a la caldera no ha sido tratada previamente, al elevarse su temperatura dentro de ésta, se liberará el oxígeno incrementando la corrosión del material del tubo por donde circula el agua. Existen actualmente desaeradores que garantizan un contenido de oxígeno de 0.005 $\frac{cc}{lt}$ o menos en el agua de alimentación.

El tratamiento químico interno de la caldera tiene por objeto eliminar el resto de las posibles trazas de oxígeno que puedan permanecer aún en el agua.

La temperatura del agua de alimentación más recomendada para unidades sin economizador es de 212°F a la entrada del domo superior de la unidad.

En las unidades con economizador, la temperatura del agua, deberá ser lo suficientemente alta para evitar condensación y ataque ácido a los tubos del lado de gases.

El punto de rocío de los gases de combustión y la tendencia de corrosión varía con el contenido de azufre del combustible que se esté utilizando.

7. Tipo o tipos de combustible y sus variaciones.

Combustible en el lenguaje comercial, es todo material que pueda combinarse con el oxígeno del aire y producir calor en tal cantidad que su uso sea costeable. El calor debe además, producirse con gran rapidez. (Ver Capítulo II).

Los combustibles, según su estado, se dividen en:

- a. Sólidos.
- b. Líquidos y
- c. Gaseosos.

Según el modo de obtenerlos se dividen en:

- a. Naturales y
- b. Artificiales

Los primeros se obtienen de la naturaleza en la forma en que se usan: carbón, leña, etc.

Los combustibles artificiales sufren ciertas transformaciones antes de poder emplearse como tales: gasolina, coke, etc.

Los tipos de combustibles más comunmente usados en el mercado nacional son:

- a. Bagazo de caña.
- b. Gas Natural.
- c. Aceite No. 6 (Combustóleo)
- d. Diesel.

- a. Bagazo de Caña.

Este tipo de combustible es muy empleado en los ingenios azucareros y una de sus características más sobresalientes es el contenido de humedad, que por lo general en México, tiene un 51% y un poder calorífico superior (P.C.S.) de 8350 BTU/lb. Debido a este P.C.S. tan bajo, es necesario quemar una cantidad de bagazo demasiado grande y con ésto produciéndose relativamente una cantidad considerablemente grande de gases de combustión (comparado con los gases de combustión del combustóleo, gas o del diesel), debido a ésto, se requieren hornos muy grandes para la generación del vapor.

Como consecuencia de lo anterior, se requiere en su diseño, que los tubos o fluses del horno, comunmente llamadas paredes de agua, sean separados en tal forma que la superficie de calefacción instalada en éstas, sea la su-

ficiente para mantener una temperatura al salir de la zona de radiación, de aproximadamente 2000°F.

Esta separación requiere inmediatamente después de las paredes de agua, una pared bastante gruesa, lo que hace que las calderas que queman bagazo sean muy costosas - comparadas con las calderas que queman gas, combustóleo o diesel.

Entre las formas que existen para quemar el bagazo, las más prácticas son:

- i) La primera es por medio de celdas, que consisten en un recinto de refractario cerrado en el piso y en sus paredes laterales y la alimentación del bagazo es por la parte superior; se permiten entradas de aire secundario que sirven para lograr una combustión más eficaz.
- ii) La segunda forma es por medio de parrillas fijas de volteo, que tienen alimentadores (stokers) y espaciadores y pueden liberar desde 200 000 a 1 000 000 BTU/hr ft² de área proyectada de parrilla.
- iii) La tercera forma de quemar el bagazo es en parrillas móviles, ésto solo tiene un alimentador (stokers) y no requiere espaciadores mecánicos o neu-

máticos, la liberación es igual que las fijas, pero, la longitud de las parrillas fijas esta limitada a 16.2 ft debido a lo problemático que es tener cargas más grandes con parrillas de volteo, - por tanto, se limita su generación de vapor.

b. Gas Natural, Combustóleo y Diesel.

El gas natural, el combustóleo y el diesel, tienen un P.C.S., más o menos del mismo orden de magnitud. (Aprox. 21960 BTU/lb.)

El uso de cualesquiera de los tres combustibles no afecta el diseño del horno y con éstos combustibles, se pueden tener los diseños modernos de las paredes de agua tangentes y completamente soldadas, aumentando con esto la eficiencia de la superficie de calefacción y por ende, - disminuyendo las dimensiones del horno.

El flux en los hornos que queman estos combustibles, varía desde 60 000 a 200 000 BTU/hr ft² de superficie radiante efectiva proyectada de todas las paredes del horno.

Los tipos de quemadores más comunes para quemar estos -

tres combustibles pueden ser tangenciales o frontales, ambos quemadores pueden quemar los combustibles simultánea o independientemente.

8. Características Eléctricas.

En las plantas convencionales, la potencia eléctrica es consumida por los accionadores de bombas de agua de alimentación, de petróleo o diesel, de condensados, etc. y de los motores de ventiladores.

El tipo de corriente en forma casi normal es la siguiente:

| <u>MOTORES</u> | <u>FASES</u> | <u>CICLOS</u> | <u>VOLTAJE</u> |
|----------------|--------------|---------------|----------------|
| De 1 HP | 1 | 60 | 120 |
| De 1 a 100 HP | 3 | 60 | 220/440 |
| Más de 100 HP | 3 | 60 | 2300 ó 4160 |

En algunas plantas de proceso donde los requerimientos de vapor generado son de baja presión, es conveniente el incrementar la capacidad del vapor producido y así alimentar las turbinas accionadoras de los equipos mencionados anteriormente. De esta manera se reduci-

rá considerablemente la potencia eléctrica consumida en la planta, aumentaría el factor de potencia del conjunto y la operación sería económica.

Sin embargo, esta solución no es tan práctica como luce, debido a que hay que incrementar la capacidad de la caldera, por consiguiente, aumentar el consumo de combustible por hora y además es necesario instalar motores eléctricos en los auxiliares que lo requieran también debido a que para condiciones de arranque "en frío", no existiría vapor disponible.

Analizando los puntos anteriores, se nota que para poder seleccionar en forma acertada los accionadores de los auxiliares, es necesario balancear el costo de inversión inicial de los equipos mencionados contra el consumo de potencia, por los años de operación de la planta.

9. Lugar de Instalación.

Normalmente, los generadores de vapor son instalados en edificios existentes y debido a la gran variedad de dimensiones y formas que pueden tener, es necesario realizar un meticuloso estudio del espacio disponible y de su

fácil accesibilidad desde el exterior del lugar de instalación en cuestión.

Algunas ocasiones, y debido a las limitaciones de espacio, existente en el lugar de operación, es necesario seleccionar calderas de tamaños y formas no del todo convencionales.

Esto se refiere por lo general a los arreglos de calentadores de aire, chimeneas, ductos, ventiladores y caja de aire.

En los casos en donde se está diseñando una planta completamente nueva, es necesario tomar en cuenta todos los aspectos necesarios para lograr una operación de caldera y servicios auxiliares con un alto grado de funcionalidad.

Otro de los aspectos de gran importancia, es el espaciamiento que debe existir entre el equipo generador de vapor y el equipo de proceso (fig 4.4). Espaciamientos que debe mantenerse por seguridad dentro de la misma planta de proceso.

10. Altura sobre el nivel del mar.

El lugar de instalación de una nueva unidad afecta las caídas de presión en gases y aire a través de su recorrido y por ende, los tamaños de ventiladores y motores o turbinas que los accionan. Razón por la cual es necesario para cada localidad en especial, realizar un estudio y obtener así las mínimas pérdidas requeridas para una operación satisfactoria a un costo razonable.

11. Tipo de Instalación.

Dependiendo de las condiciones ambientales del lugar, la selección del equipo generador quedará afectado en razón directa. En los lugares de clima moderado se podrán tomar en cuenta instalaciones del tipo intemperie o semi-intemperie, con el consiguiente ahorro de edificios para casa de calderas, etc. lo cual incrementaría en forma considerable el costo de la edificación en los lugares con clima extremo.

12. Equipo adicional al equipo estándar que desee para mayor protección del funcionamiento del equipo.

Este requerimiento se refiere expresamente a todo equipo

que no forma la caldera propiamente dicha, como por ejemplo: desobrecalentador, economizador, válvula principal de vapor, compuertas, precalentador de aire a vapor, calentador de aire, etc.

La decisión, de si la caldera lleva o no este tipo de equipo, va a estar determinada por las condiciones de operación deseadas; por las condiciones de los gases de salida, del ahorro de combustible, de una mayor capacidad de inversión inicial, etc.

13. El factor sísmico, la velocidad del viento, la dirección de los vientos predominantes, los registros máximos de velocidad del viento como son; de ráfaga y sostenido, las cargas por viento y pesos muertos a diferentes alturas sobre el nivel del piso, atendiendo a lo establecido para plataformas de operación; son requerimientos necesarios que deben suministrarse al fabricante para completar y cumplir adecuadamente con el diseño mecánico y estructural del generador de vapor.

El fabricante solicita toda esta información, en formas especiales, que él mismo elabora, para tratar de cumplir

adecuadamente con los requerimientos del cliente. Una de éstas formas es la siguiente:

INFORMACION BASICA PARA COTIZAR Y
DETERMINACION DEL ABASTECIMIENTO DE CALDERAS

ATIN: ESTIMACIONES-PROPOSICIONES

C/C A: DIRECCION GENERAL

C/C A: CREDITO Y COBRANZAS

EXPEDIENTE

FECHA: _____ MEX NO: _____

NOMBRE DEL CLIENTE: _____

NOMBRE DEL CONSULTOR: _____

DEL CLIENTE, SE ANEXA: _____

TIEMPO ENTREGA EQUIPO REQUERIDO POR CLIENTE: _____

FECHA PRESENTACION DE LA PROPOSICION: _____

FECHA DEL CONCURSO: _____

A) DESCRIPCION Y CONDICIONES DE OPERACION

1. CANTIDAD _____ 2. EVAPORACION MAXIMA CONTINUA _____

CON PICOS DE _____

3. PRESION DISEÑO _____

4. PRESION OPERACION _____ 5. TEMP. TOTAL DEL VAPOR A

100% DE CARGA: _____ °F TEMP. TOTAL DEL VAPOR A _____ %

DE CARGA _____ °F Y _____ °F DE PICOS,

6. TEMP. AGUA DE ALIMENTACION _____ °F

7. COMBUSTIBLE(S): COMBUSTOLEO . GAS NATURAL DIESEL

BAGAZO HUMEDAD _____ % CELDAS STOKERS

8. CARACTERISTICAS ELECTRICAS: _____ V. _____ F. _____ C.

9. LUGAR DE INSTALACION _____

10. ALTURA S.N.M. _____ 11. TIPO INSTALACION _____

12. VELOCIDAD DEL VIENTO _____

13. FACTOR SISMICO _____

14. ANALISIS AGUA DISPONIBLE PARA ALIMENTACION _____

15. CEROS DATOS _____

B) ALCANCE DEL SUMINISTRO PARA CADA CALDERA.

1. CALDERA PROPIAMENTE DICHA. 2. DESOBRECALENTADOR SI NO
3. ECONOMIZADOR SI NO . 4. VALVULA PRINCIPAL VAPOR SI
NO .
5. DUCTOS SI NO . AISLADOS SI NO .
IMPERMEABILIZADOS SI NO . CUBIERTA MET. DE _____
6. COMPUERTAS SI NO 7. JUNTAS EXPANSION SI NO .
8. PRECALENTADOR DE AIRE A VAPOR SI NO
9. CALENTADOR DE AIRE SI NO . TUBULAR . REGENERATIVO
PARA CALENTADOR AIRE REGENERATIVO MOTOR ELECTRICO . ABIERTO
CERRADO . EN CAPSULADO . TROPICALIZADO . TURBINA .
10. CHIMENEA SI NO . DIAMETRO _____ ALTURA _____
ESCALERA SENCILLA . CON PROTECCION . TROLE PINTORES
11. PLATAFORMAS Y ESCALERAS SI NO . CON BARANDALES Y PASAMANOS.
12. TANQUE PARA: PURGA DE FONDO SI NO . CONDENSADOS SI NO
13. VENTILADOR(ES) PARA:
TIRO FORZADO SI NO . CON: MOTOR ELECTRICO . ABIERTO
CERRADO . ENCAPSULADO . TROPICALIZADO . TURBINA .
TIRO INDUCIDO SI NO . CON: MOTOR ELECTRICO . ABIERTO
CERRADO . ENCAPSULADO . TROPICALIZADO . TURBINA .
14. OTROS VENTILADORES _____

15. QUEMADORES TANGENCIALES . FRONTALES . MARCA _____
16. PILOTOS . MARCA Y TIPO _____
17. SOPLADORES DE HOLLIN SI NO . ROTATORIOS . RETRACTILES
OPERACION MANUAL . ELECTRICA . NEUMATICA .
SOLO HABILITACION PARA SOPLADORES DE HOLLIN, FUTUROS SI NO
18. EQUIPO DE BOMBEO Y CALENTAMIENTO SI NO . CALENTADOR ELECT.
SI NO SIMPLEX CON: MOTOR ELECTRICO . ABIERTO .
CERRADO . ENCAPSULADO . TROPICALIZADO . TURBINA .
DUPLEX CON: MOTOR ELECTRICO . ABIERTO . CERRADO .
ENCAPSULADO . TROPICALIZADO . TURBINA .
TEMPERATURAS: _____
OTRO TIPO: _____

19. BOMBA PARA ALIMENTACION AGUA SI NO . CON: MOTOR ELECTRICO
ABIERTO . CERRADO . ENCAPSULADO . TROPICALIZADO
TURBINA.
OBSERVACIONES ESPECIALES: _____

20. CONTROLADOR DE NIVEL SI NO . MARCA Y TIPO _____
DE _____ ELEMENTOS.

21. CONTROLES E INSTRUMENTOS SI NO . ESTANDAR CE-RREY
OTRA MARCA _____ ELECTRICOS . NEUMATICOS .
OBSERVACIONES ESPECIALES: _____

22. REPUESTOS SI NO . SE COTIZARAN DESPUES
SI SE REQUIEREN INDICARLOS EN LISTA POR SEPARADO.

23. MONTAJE SI . NO . MANO DE OBRA . MATERIALES DE CONSUMO
INSTALACION SI . NO . MANO DE OBRA . MATERIALES DE CONSUMO
SUPERVISION CE-RREY SI . NO . TIPO: PERMANENTE . PERIODICA

COTIZAR POR SEPARADO SI SE REQUIERE. NO INCLUIR EN PEDIDO POR EQUIPO.

24. INTERCONEXION DE CONTROLES E INSTRUMENTOS SI . NO .
MATERIALES DE CAMPO. POR CE-RREY . POR OTROS . POR CLIENTE
SUPERVISION DE LA INTERCONEXION SI . NO .
INCLUIDA EN LA DE MONTAJE. SI . NO .
POR OTROS . . POR CLIENTE .

COTIZAR POR SEPARADO SI SE REQUIERE. NO INCLUIR EN PEDIDO POR EQUIPO.

25. SERVICIO DE ARRANQUE DE LA CALDERA SI . NO .
COTIZAR POR SEPARADO. NO INCLUIR EN PEDIDO POR EQUIPO.

26. AJUSTE DE CONTROLES E INSTRUMENTOS DURANTE EL ARRANQUE DE LA
CALDERA CUANDO NO SEAN ESTANDAR CE-RREY SI . NO .
COTIZAR POR SEPARADO. NO INCLUIR EN PEDIDO POR EQUIPO.
SUMINISTRO NO PREVISTO

- 27. _____
- 28. _____
- 29. _____
- 30. _____
- 31. _____
- 32. _____
- 33. _____
- 34. _____
- 35. _____
- 36. _____
- 37. _____
- 38. _____

c) INFORMACION FINANCIERA REQUERIDA O SUCEPTA POR EL CLIENTE.

1. FORMA DE PAGO: _____

- 1A. FIANZA(S): _____
2. MULTA: _____

3. BONIFICACION: _____

4. OTROS CONVENIOS: _____

5. FACTURACION: _____

III.2

Criterios Generales de Diseño.

La función principal de una caldera, es proveer un medio donde el calor de combustión puede ser transferido al agua para que ésta se evapore, o bien para recalentar el vapor ya formado.

El objetivo del diseñador es el obtener el mejor arreglo de la superficie de calentamiento de acuerdo con las limitaciones de espacio, así como el requerido por el horno y otros componentes.

Los requerimientos de la superficie de calentamiento, dependen del tipo de superficie, ya sea del horno, de la zona de generación, del sobrecalentador, recalentador, economizador o calentador de aire, y de los fenómenos de transferencia de calor por radiación y convección en cada zona.

Los requerimientos de calidad del vapor afectarán en parte el diseño de la caldera. Si el 99.5% de calidad de vapor seco es necesario, entonces deben incorporarse separadores de vapor.

La necesidad de sobrecalentamiento o recalentamiento, - también afectarán el diseño. Si con el vapor húmedo no hay problemas (como en las plantas que usan el vapor como medio de calentamiento), el diseñador puede omitir - el equipo de separación y sobrecalentamiento. La circulación del vapor y el agua dentro de la caldera, controlarán la efectividad de la superficie de transferencia de calor.

Los precipitados deberán ser depositados solo donde no afecten determinadamente la superficie de transferencia de calor y puedan ser extraídos por drenaje o limpieza periódica.

La cantidad de agua contenida en la caldera determinará la rapidez con la cual pueda ser calentada a las condiciones de vaporización. Algunos sistemas de calentamiento requieren una gran capacidad de almacenamiento, ya sea en la caldera o en los tanques de alimentación de agua.

III.2.1

Criterios Mecánicos.

Los criterios de construcción, así como la selección de materiales, y los criterios generales para el diseño mecánico de un generador de vapor, se presentan detalladamente en el Código de recipientes a presión y calderas del ASME, por lo que no se tocarán en el presente trabajo. Cuando en este Código no se da un detalle completo, se entiende que el fabricante, sujeto a la aprobación del inspector autorizado, proveerá detalles de diseño y construcción los cuales deberán ser completamente seguros.

III.2.2

Criterios Termodinámicos.

El diseño termodinámico de un generador de vapor se basa en dos principios fundamentales que se han establecido firmemente en el campo científico y que son: La primera y la segunda Ley de la Termodinámica (1), (2).

De acuerdo a la primera Ley de la Termodinámica o Ley de la Conservación de la Energía, ésta no se crea ni se destruye, sino solo se transforma, tal como el calor en trabajo. Esta ley puede expresarse por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{v_1^2}{2g} + p_1 v_1 + U_1 + Z_1 \pm W_k \pm lQ_2 = \frac{v_2^2}{2g} + p_2 v_2 + U_2 + Z_2$$

(3.1)

Donde:

V = Velocidad del Fluido

g = Aceleración de la gravedad

p = Presión estática

v = Volúmen específico del fluido

U = Energía interna o intrínseca del fluido

Wk = Trabajo hecho en/por el fluido

lQ₂ = Calor adicionado/sustraido al fluido

Z = Elevación

El término $pv + U$, puede ser tratado convenientemente como un grupo y puede ser expresado como un simple símbolo, h , llamado entalpia; de esta manera:

$$h = pv + U \quad (3.2)$$

La ecuación general de energía (3.1), puede ser aplicada a ejemplos específicos de sistemas termodinámicos.

(1) (2)

Si se considera a una caldera de vapor como un sistema termodinámico y se aplica la ecuación general de energía se obtendría lo siguiente:

El cambio en cabezal elevacional, ΔZ , el cambio en velocidad de flujo ΔV , desde la introducción de alimentación 1, a la extracción del vapor 2, y el trabajo hecho W_k , son todos cero; por tanto la ecuación (3.1), se reduce a:

$$p_1 V_1 + U_1 + lQ_2 = p_2 V_2 + U_2 \quad (3.3)$$

Usando la ecuación (3.2) en (3.3) se tiene:

$$h_1 + lQ_2 = h_2 \quad \delta$$

$$lQ_2 = h_2 - h_1 \quad (3.4)$$

De la ecuación (3.4) es evidente que el calor adicional Q_2 , para la conversión de agua a vapor en una caldera, es igual a la diferencia entre la entalpia h_2 , de el vapor que sale de la caldera y la entalpia h_1 , de el agua de alimentación que entra a la caldera.

El propósito de la segunda ley de la termodinámica, es rigurosamente el de definir el grado posible de conversión de calor a trabajo; lo que lleva a cabo usando el concepto de entropía.

Para procesos ideales, la entropía se define matemáticamente (suponiendo una unidad de sustancia) como:

$$ds = dQ/T \quad (3.5)$$

Donde:

ds = Cambio de entropía, BTU/lb°F

dQ = Calor adicionado; BTU/lb

T = Temperatura a la cual es adicionado, °F

La entropía puede definirse mas generalmente como la propiedad que mide aquella porción de la Energía no aprovechada, que no puede ser convertido en trabajo sin importar que tan perfectamente pueda ser la operación.

Combustión.

Uno de los más importantes cimientos en que se apoya el diseño termodinámico de un generador de vapor es el cálculo de la combustión dado que, dependiendo de la cantidad de gases que resultan de la misma, se va a determinar el arreglo propio de la caldera; así como las proporciones de la superficie de calentamiento. Un análisis más profundo de la combustión se lleva a cabo en la siguiente

sección.

Fenómenos de Transferencia de Calor.

Los fenómenos de transferencia de calor que se llevan a cabo en cada una de las secciones de la caldera, son muy similares a los que se efectúan en un calentador a fuego directo. Ambos equipos se encuentran divididos en dos secciones, a saber:

- a. Sección de Radiación y
- b. Sección de Convección.

Una vez efectuada la mezcla de combustible y aire y realizada la combustión en los quemadores, se obtienen temperaturas de flama del orden de 2000 a 3000°F.

Debido a esta temperatura, el intercambio de calor con los tubos se efectúa por radiación en esta sección. Estos tubos están generalmente arreglados alrededor del horno, justo en frente de las paredes de refractario.

A los niveles de temperatura que existen en el horno, la mayor parte del calor es transferido por radiación. Por tanto los tubos deben arreglarse para una absorción

radiante uniforme y eficiente.

Los tubos en la sección de convección que pueden ver el fuego son llamados tubos escudo o mampara. Aunque mecánicamente pueden ser incluidos como parte de la sección de convección, para procesos de diseño pueden ser considerados como parte de la sección de radiación.

La sección de convección recupera calor adicional de los gases de combustión, a un nivel de temperatura más bajo del que pueda económicamente obtenerse en la sección radiante. En esta sección los tubos son arreglados para dar velocidades másicas más altas y turbulencia en el gas, para así obtener una buena transferencia por convección.

Debido a que el arreglo físico y el mecanismo de transferencia de calor que gobierna son diferentes en las secciones de radiación y convección, se utilizan métodos diferentes para evaluar ambas secciones.

En seguida se dan de una manera somera las ecuaciones fundamentales que gobiernan cada una de las secciones .

(1) (2) (3) (4).

Sección de Radiación.

La ecuación básica para la transferencia de calor por radiación, es la de Stefan-Boltzman. Un cuerpo a la Temperatura absoluta T , irradia energía a una velocidad w_B , dada por la siguiente relación:

$$w_B = \sigma T^4 \quad (3.13)$$

Donde:

$$\sigma = \text{Constante de S. Boltzman} = 0.173 \times 10^{-8} \text{ BTU/ft}^2\text{hr}^\circ\text{R}^4$$

Para la transferencia de calor radiante entre dos superficies reales a las temperaturas T_A y T_B , la relación anterior toma la siguiente forma:

$$q_{R_T} = \sigma \alpha A_{cp} F (T_A^4 - T_B^4) \quad (3.14)$$

Aquí A_{cp} es el área de una de las superficies y F es un factor de intercambio que depende del área relativa y arreglos de las diferentes superficies, y de la emisividad y absorvitividad de cada una de ellas, α es un factor de eficiencia de absorción que depende del arreglo de los

tubos y espaciamiento de los mismos.

Sección de Convección.

Aunque la radiación se toma en cuenta para la mayor parte de la transferencia de calor en la sección de radiación, la convección no puede ser despreciada. La cantidad relativa de transferencia de calor por convección puede llegar a ser de 4 a 20% de la carga radiante total, dependiendo del nivel de temperatura. La relación para la transferencia de calor por convección es:

$$q_{Rc} = h_{Rc} A_{Rt} (T_g - T_t) \quad (3.15)$$

Donde:

T_g = temperatura del gas; °R

T_t = temperatura del tubo; °R

h_{Rc} = Coeficiente de transferencia por convección; BTU/hr ft² °F.

Dado que la transferencia de calor por convección no es la principal contribuyente, se puede hacer algunas simplificaciones aproximadas. Para el horno usual, $h_{Rc} \approx 2.0$ BTU/hr ft² °F, $A_{Rt} \approx 2 \phi A_{cp}$ y $F \approx 0.57$. Haciendo estas sustituciones en la ecuación (3.15).

$$q_{Rc} = (2.0) (2 \phi A_{cp}) (F/0.57) (T_g - T_t)$$

$$= 7.0 \text{ } \angle \text{ Acp F (Tg - Tt)} \quad (3.16)$$

El Ciclo Rankine.

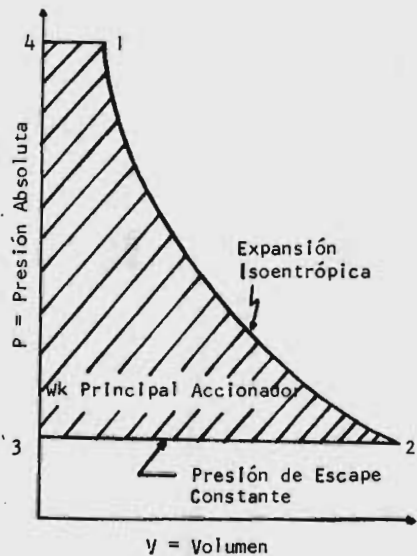
El ciclo sobre el que se basan las modernas plantas de generación de vapor, es el Ciclo Rankine.

El Ciclo Rankine, define más cercamente la práctica, ya que utiliza una turbina de vapor en fase de compresión y es igualmente aplicable al vapor húmedo, seco y sobrecalentado.

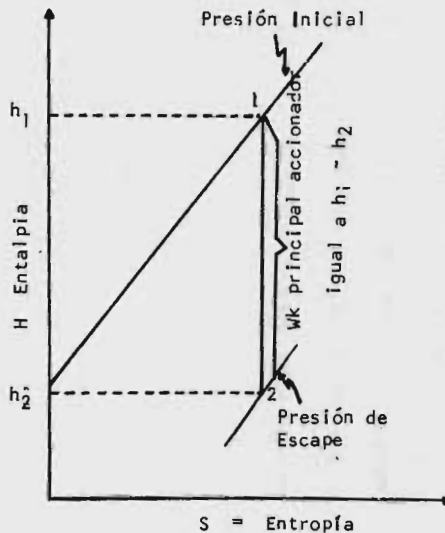
El ciclo se muestra esquemáticamente en la figura III.1, donde en el diagrama P-V, las dos fases de admisión (4-1) y escape (2-3) a presión constante, son conectadas por una fase de expansión isoentrópica (1-2).

El trabajo de este ciclo mostrado por el área marcada, se evalúa más convenientemente por métodos térmicos, usando las propiedades del vapor obtenibles, de las tablas de vapor, de la carta de Molliere para vapor y de la ecuación general de energía.

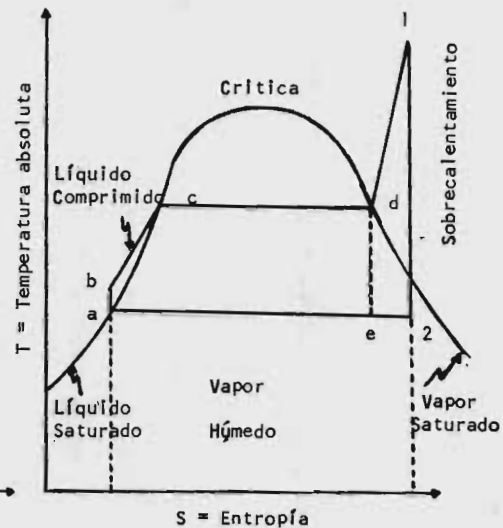
El trabajo del principal accionador ideal del diagrama (A) de la figura III.1, se encuentra exactamente como:



(A) Diagrama Presión-Volumen



(B) Diagrama Molliere



(c) Diagrama Temperatura-Entropía

$$Wk, \text{ accionador principal} = h_1 - h_2; \text{ BTU/lb} \quad (3.6)$$

La relación isoentrópica entre h_1 y h_2 se maneja más convenientemente, usando una línea vertical en el diagrama Molliere, como se muestra en el diagrama (B) de la fig. III.1

El flujo del agua o del vapor (RA) del accionador principal se obtiene a partir de la ecuación (3.6) y del equivalente mecánico de 3413 BTU/Kwhr y 2545 BTU/hp-hr, y es la siguiente:

$$RA = 3413 \times Wk; \text{ lb/Kw-hr} \quad (3.7)$$

$$\text{ó } RA = 2545 \times Wk; \text{ lb/hp-hr} \quad (3.8)$$

Las ecuaciones (3.6), (3.7) y (3.8), son muy útiles en el cálculo del trabajo y flujo de agua, pero estos valores deben referirse al calor abastecido (Q adicionado), para determinar el funcionamiento térmico. Esto va más allá del principal accionador y requiere equipo extra en la planta de vapor.

El arreglo del equipo en una planta de fuerza de vapor rudimentaria, se muestra en la figura III.2.

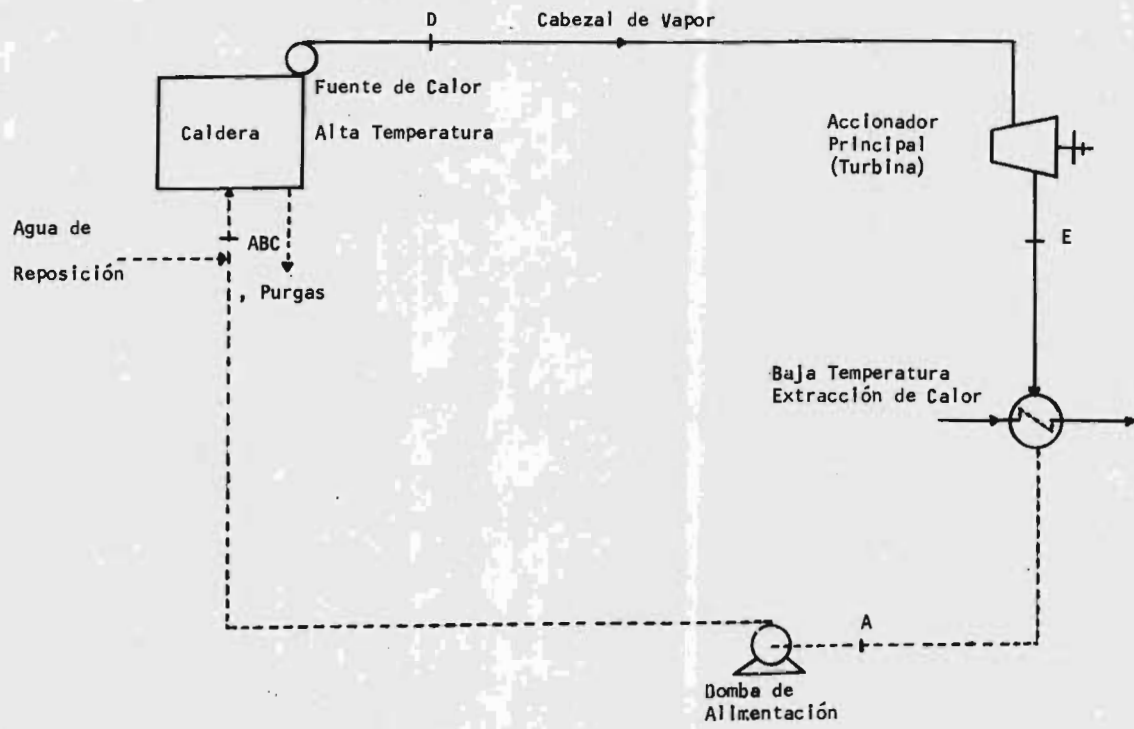


FIG. 3.2 DIAGRAMA DE UNA PLANTA DE FUERZA DE VAPOR

Los elementos funcionales de caldera, accionador principal, condensador y bomba de alimentación son esenciales para que la planta de vapor cumpla con el ciclo termodinámico básico.

El diagrama (c) de la figura III.1, sirve para mostrar la naturaleza de la operación completa. El diagrama debe contener, en forma gráfica, las propiedades para líquido, vapor húmedo y sobrecalentado, datos que son extraídos de las tablas de vapor.

La eficiencia térmica para el ciclo de Rankine, se define de la siguiente manera:

$$E.T = \frac{h_1 - h_2 - \frac{WBA}{778}}{h_1 - h_f - \frac{WBA}{778}} \quad (3.9)$$

Donde:

WBA = Trabajo de la bomba de alimentación; ft-lb

h_f = Entalpia de líquido saturado; BTU/lb

h₁, h₂ = Entalpias de entrada y salida; BTU/lb

Si la presión del vapor no es mayor de 1000 psi, la ecuación (3.9), puede ser simplificada a la forma aproximada:

$$E.T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} \quad (3.10)$$

El flujo de calor (R.C.), que es abastecido por unidad de fuerza extraída, está dada por las siguientes relaciones:

$$R.C. = 3413/E.T ; \text{ BTU/Kw} - \text{ hr} \quad (3.11)$$

$$R.C. = 2545/E.T ; \text{ BTU/hp} - \text{ hr} \quad (3.12)$$

Adicionalmente a las bases termodinámicas citadas anteriormente, se establecen los siguientes criterios:

Pureza del Vapor.

El vapor que sale del tambor de una caldera moderna, es una de las sustancias más puras que se producen comercialmente. Si sale humedad con el vapor del tambor, la humedad contendrá impurezas que son particularmente problemáticas en la turbina, causando depósitos en los álabes de la misma. Algunas de las impurezas en el vapor pueden ser sílica vaporizada o humedad.

Las impurezas en el agua y en el vapor se miden en partes por millón (p.p.m.) La concentración máxima recomendada para agua de calderas por la Asociación Americana de fabricantes de calderas (ABMA) varía con la presión. El -

orden de magnitud de los valores permitidos son desde -
3500 p.p.m. para calderas cuya presión sea mayor de 300
psi, hasta 1000 p.p.m. para presiones de 1000 a 1500 -
psi.

Existen estándares de calderas en operación, que requie
ren una pureza del vapor de aproximadamente 1 p.p.m. pa
ra unidades de generación de potencia.

III.3

Planteamiento del Método de Predimensionamiento.

Cualquier procedimiento de diseño necesariamente involucra cálculos y el diseño de una caldera no es la excepción a ésta regla.

Los cálculos se han subdividido en dos secciones, a saber:

- a. Cálculos de Combustión.
- b. Determinación de la Superficie de Transferencia de Calor.

Dependiendo de las circunstancias particulares involucradas en el diseño de una caldera específica, pueden requerirse más o menos cálculos. Cuando ciertos parámetros de diseño se extienden a áreas de poca o ninguna experiencia, puede requerirse una investigación más detallada y cálculos de transferencia de calor y flujo de fluidos.

III.3.1

Cálculos de Combustión.

El ingeniero hace uso de éstos cálculos siempre que requiere las cantidades de combustible, aire y gas necesarios para una producción de vapor dada. La masa de gas resultante de la combustión se requiere para determinar el arreglo propio y las proporciones de la superficie de calentamiento de la caldera. La masa de aire se usa para dimensionar los quemadores y precalentadores de aire y ambas masa de gas y aire se requieren para obtener las proporciones de los ventiladores, ductos, precalentadores de aire, colectores de polvo y chimeneas.

Las cuatro leyes fundamentales sobre las que se basan los cálculos modernos de combustión son las siguientes:

1. Ley de la conservación de la materia.
2. Ley de la conservación de la energía.
3. Ley de los gases ideales.
4. Ley de los pesos combinados.

Estas leyes se usan implícita o explícitamente en las relaciones y cálculos que se efectuarán en esta sección.

Los constituyentes principales de los combustibles son

el carbón elemento e hidrogeno junto con sus componentes. Pequeñas cantidades de azufre estan presentes en la mayor parte de los combustibles. En el proceso de combustión, los componentes son quemados a dióxido de carbono y vapor de agua.

El aire, fuente usual de oxígeno para la combustión, es - una mezcla de oxígeno, nitrógeno y pequeñas cantidades de vapor de agua, dióxido de carbono, argón y otros elementos. Para los propósitos de cálculo de combustión, los últimos cuatro constituyentes son usualmente incluidos con el nitrógeno.

En la práctica, se ha encontrado que en todos los casos de combustión se hace necesario emplear más aire del químicamente calculado, pues si se empleará únicamente éste, el combustible no se quemaría totalmente, quemándose parte del carbono solamente a CO, en vez de CO₂. Esto - realmente sería impráctico y comercialmente injustificable.

La cantidad de aire en exceso varía con el tipo de combustible, condiciones de carga y equipo de quemado o clase de horno. Los siguientes valores pueden servir de norma general:

TABLA 3.1

| | Aire en Exceso |
|-------------------------------------|----------------|
| Petróleo quemado en hogares | 20 % |
| Gas quemado en hogares | 10 % |
| Carbón pulverizado | 25 % |
| Carbón en emparrillados automáticos | 30 a 40 % |
| Carbón alimentado a mano | 60 % |

Ecuaciones de la Combustión.

Para el propósito de cálculos de Combustión, siempre es costumbre escribir las ecuaciones de las reacciones de combustión en base del oxígeno teórico exclusivamente, sin tomar en cuenta la presencia del exceso de aire y - nitrógeno. Una lista de estas reacciones de combustión se da en la siguiente tabla por Kg. de combustible:

TABLA 3.2

| COMBUSTIBLE | PESO MOLECULAR | ECUACION | CALOR LIBERADO MAXIMO (BTU/lb) |
|----------------------|----------------|--|--------------------------------|
| Carbón | 12 | $C + 1/2 O_2 \longrightarrow CO$ | 3960 |
| Carbón | 12 | $C + O_2 \longrightarrow CO_2$ | 14100 |
| Hidrógeno | 2 | $H_2 + 1/2 O_2 \longrightarrow H_2O$ | 61100 |
| Azufre | 32 | $S + O_2 \longrightarrow SO_2$ | 4000 |
| Sulfuro de Hidrógeno | 34 | $H_2S + 1/2 O_2 \longrightarrow SO_2 + H_2O$ | 7100 |
| Metano | 16 | $CH_4 + 2O_2 \longrightarrow CO_2 + 2H_2O$ | 23880 |
| Etano | 30 | $C_2H_6 + 7/2 O_2 \longrightarrow 2CO_2 + 3H_2O$ | 21660 |
| Propano | 44 | $C_3H_8 + 5H_2O \longrightarrow 3CO_2 + 4H_2O$ | 21660 |
| Butano | 58 | $C_4H_{10} + 13/2 O_2 \longrightarrow 4CO_2 + 5H_2O$ | 21300 |
| Pentano | 78 | $C_5H_{12} + 8O_2 \longrightarrow 5CO_2 + 6H_2O$ | 21090 |
| Acetileno | 26 | $C_2H_4 + 3O_2 \longrightarrow 2CO_2 + 2H_2O$ | 21600 |
| Etileno | 28 | $C_2H_6 + 3 1/2 O_2 \longrightarrow 2CO_2 + 3H_2O$ | 21330 |
| Benceno | 78 | $C_6H_6 + 7 1/2 O_2 \longrightarrow 6CO_2 + 3H_2O$ | 18360 |
| Octano | 114 | $C_8H_{18} + 12 1/2 O_2 \longrightarrow 8CO_2 + 9H_2O$ | 20520 |

Todos los cálculos de combustión se basan en las relaciones fundamentales expresadas en las ecuaciones químicas mostradas en la tabla 3.3.

Métodos de Cálculos de Combustión.

Existen dos métodos para los cálculos de combustión. El primero es conocido como el "Método Molecular" y se basa en las relaciones químicas previamente explicadas. El segundo es un "Método Gráfico", el cual usa cartas y el quemado de un millón de BTU, como base de cálculo (5).

En este trabajo el segundo método fue utilizado, llevándose a cabo la correlación de las curvas respectivas. Las bases de éste método son las siguientes:

Método basado en un millón de BTU'S.

Este método para los cálculos de combustión se basa en el concepto de que la cantidad de aire requerido en la combustión de una unidad de peso de cualquier combustible, es proporcionalmente más cercana al valor de la unidad de masa del combustible. En base a lo anterior,

las masa de aire, gas seco, humedad, gas húmedo y otras cantidades, son expresadas en libras por un millón de - BTU quemados.

En este método se lleva a efecto el cálculo de los siguientes puntos:

- a. Combustible en productos W_f
- b. Aire atmosférico, W_a
- c. Combustible sin quemar, C
- d. Productos de combustión, W_g
- e. Humedad en el aire, M_a
- f. Humedad del combustible contenido en los productos de combustión, M
- g. Gas Seco, WDG y
- h. Dióxido de Carbono en productos, CO_2 .

Los primeros cuatro puntos son necesarios para el cálculo de las cantidades de gas y aire. Los puntos e) a g), forman la base de los cálculos del balance de calor, o bien en el diseño o en las pruebas de una unidad de generación de vapor. El último punto, es importante en los cálculos de combustión debido a que el CO_2 en los gases es lo que realmente se mide en las pruebas de las

calderas, y a partir de este se calcula el aire en exceso.

III.3.2

Determinación de la Superficie de Transferencia de Calor.

De acuerdo al objetivo del presente trabajo, se llevó a cabo un análisis de algunos métodos de diseño disponibles en la actualidad para el cálculo de unidades generadoras de vapor (2), (3), (4), en base a éste análisis se decidió desarrollar el método de cálculo propuesto - por Gleen Fryling (2), por considerarlo como un método de fácil acceso.

El método seleccionado considera cada uno de los equipos auxiliares de la caldera (sobrecalentadores, economizadores, recalentadores, etc), como módulos independientes uno de otro.

El método presentado más que un tratamiento riguroso del equipo generador de vapor, es simplemente un procedimiento para el predimensionamiento del mismo.

Método de Diseño.

El cálculo de calderas no puede iniciarse sino hasta que ciertas decisiones básicas han sido hechas. El comprador debe establecer las condiciones del vapor y la capacidad y establecer posteriormente cualquier requerimiento local que pueda afectar la geometría y el arreglo de la caldera.

Para calcular el funcionamiento de una caldera, es necesario obviamente, conocer el combustible que se va a quemar así como un análisis típico. Deberán hacerse estudios económicos para determinar los méritos de instalación de auxiliares de la caldera y equipo de recuperación de calor. Debe llevarse a cabo la selección de tiro balanceado u horno presurizado.

Todas estas decisiones son una parte del diseño preliminar de las plantas de generación de vapor.

Calor Producido.

Conociendo la temperatura del vapor y su presión; el contenido de calor (h , entalpia) se obtiene de las tablas de vapor; así como también el calor del agua de alimentación, H_f . Si el vapor producido es W_s , entonces, el calor total producido por la caldera, H_o , es:

$$H_o = W_s (h - h_f)$$

Calor Adicionado.

El calor total adicionado al horno esta dado por:

$$H_i = \frac{H_o}{\varphi}$$

Donde:

e = eficiencia total de la unidad entera.

El valor de e usado en este punto es de hecho supuesto por la experiencia, checándose posteriormente por un balance de calor.

Combustible Quemado.

El peso del combustible quemado se determina por medio de la siguiente relación.

$$\text{Combustible quemado} = \frac{H_i}{H_f}$$

Donde:

Hf = Valor más alto de calentamiento; BTU/lb

Exceso de aire para la combustión.

Habiendo encontrado el peso del combustible quemado, el siguiente paso es el determinar el coeficiente de exceso de aire.

La cantidad de aire en exceso abastecido en cualquier caso particular, depende del estado físico del combustible y su temperatura, así como del tamaño de las partículas del mismo. En el caso del aceite, de su viscosidad; en la proporción del material inerte presente y en el diseño del horno y equipo de quemado de combustible, así como de la temperatura del aire precalentado.

La tabla 3-4 indica los rangos en valores para el exceso de aire.

Peso de Aire y Productos de Combustión.

Las figuras 3-3 y 3-4, pueden ser usadas para establecer la cantidad de aire de combustión y la cantidad de los productos de la misma.

Principales Puntos Requeridos.

TABLA 3. 3

EFICIENCIA DE LA CALDERA

| COMBUSTIBLE | EFICIENCIA POR CIENTO CON RECUPERACION DE CALOR | EFICIENCIA POR CIENTO SIN RECUPERACION DE CALOR |
|----------------------|---|---|
| CARBON (PULVERIZADO) | 87 - 90 | 80 - 82 |
| CARBON (EN PIEDRA) | 83 - 85 | 76 - 78 |
| ACEITE | 87 - 89 | 80 - 82 |
| GAS NATURAL | 83 - 85 | 76 - 78 |

TABLA 3. 4
EXCESO DE AIRE A LA SALIDA DEL HORNO

| COMBUSTIBLE | | POR CIENTO DE AIRE EN EXCESO |
|-------------|-------------------------|------------------------------|
| SOLIDOS | CARBON | 10 - 40 |
| | COKE | 20 - 40 |
| | MADERA | 25 - 50 |
| | BAGAZO | 25 - 45 |
| LIQUIDOS | ACEITE | 3 - 15 |
| GASEOSOS | GAS NATURAL | 5 - 10 |
| | GAS REFINADO | 8 - 15 |
| | GAS DE SOPLADO DE HORNO | 15 - 25 |
| | GAS DE COKE DE HORNO | 5 - 10 |

La siguiente es una lista de los principales puntos que deben conocerse antes de proceder con el cálculo y la selección de las diferentes superficies de absorción de calor:

1. Exceso de aire o CO_2 para una combustión eficiente.
2. Peso total de los productos formados por la combustión.

Para el diseño del equipo auxiliar y de quemado, tales como quemadores, alimentadores al horno (stokers), pulverizadores, precalentadores de aire, ventiladores y ductos, los siguientes detalles son requeridos:

1. Peso del combustible quemado.
2. Peso total de aire abastecido.

La magnitud de cualesquiera de estos detalles depende principalmente de las características del combustible quemado, y más específicamente, de su análisis y poder calorífico.

Coefficientes de Transferencia de Calor.

Los procedimientos se muestran en el ejemplo resuelto -

(Ver apéndice), para el cálculo de las superficies del horno, sobrecalentador, recalentador, caldera y economizador.

Para simplificar la presentación, se encuentra conveniente presentar correlaciones de curvas generales para la velocidad de transferencia de calor y extrapolar valores particulares a partir de éstos para usarlas en la evaluación de los diferentes tipos de superficies.

Secuencia de Cálculo.

Los cálculos son ordenados en la siguiente secuencia, empezando con el horno y finalizando con el balance de calor para el chequeo de la eficiencia global.

1. Funcionamiento del horno.
2. Temperaturas del gas y vapor del sobrecalentador de alta temperatura.
3. Temperatura del gas y superficie de calentamiento requerida para el recalentador.
4. Gradiente de temperatura a través de los tubos mampara o escudo.

5. Temperaturas de la cavidad del gas.
6. Temperatura del gas y superficie requerida para el sobrecalentador de baja temperatura.
7. Superficie de calentamiento para el economizador.
8. Funcionamiento del Precalentador de aire.
9. Balance de Calor.

Enseguida se describen someramente cada uno de éstos cálculos, detallándose más ampliamente en la sección III.4 y aplicándose a un ejemplo, en el Apéndice.

1. Funcionamiento del Horno.

La temperatura del gas que sale del horno se determina - por medio de curvas empíricas que relacionan la temperatura del horno al calor total liberado en el mismo. Este calor se obtiene dividiendo el calor total por la superficie radiante efectiva proyectada, SREP, del horno, la cual es la superficie total del horno multiplicada por - factores de efectividad apropiados para las diferentes - superficies de pared que afectan geoméricamente el horno.

2. Temperaturas del gas y vapor del sobrecalentador de alta temperatura.

Dado que esta sección está expuesta a la radiación directa del horno, es deseable por ello que funcione como superficie del horno, por tanto los tubos están arreglados casi tangentes en la dirección de la corriente del gas, y en un amplio espacio perpendiculares a la dirección del gas. La sucesión de cálculos es como sigue:

La cantidad de calor obtenida debido a la radiación, es el primer cálculo que se lleva a efecto, para lo cual:

- a. Se supone una temperatura promedio de vapor en la hilera frontal de los tubos del sobrecalentador.
- b. Se obtiene la radiación total del horno y el porcentaje de ésta que es absorbida por esta sección con el dato de la cantidad de tubos profundos.

Hecho lo anterior se procede al cálculo de las temperaturas.

- c. Se supone la temperatura del vapor entrando al sobrecalentador.

- d. Se obtiene el calor absorbido por el vapor, Q_c .
- e. Se supone una temperatura del gas promedio.
- f. Cálculo del calor específico a temperatura promedio.
- g. Se checa la temperatura del gas por cálculos de transferencia de calor, para lo cual es necesario estimar la velocidad de transferencia de calor global.
- h. Se checa la temperatura del vapor.

El procedimiento anterior se lleva a cabo por medio de -
cálculos iterativos, hasta que las temperaturas supuestas
y las temperaturas calculadas checan completamente.

3. Temperaturas del gas y superficie de calentamiento -
requerida para el recalentador.

Dado que el recalentamiento es hecho en una sola sección,
tanto las condiciones de entrada como de salida son cono-
cidas, por tanto el cálculo puede ser hecho en una sola
etapa sin la suposición de temperaturas intermedias.

La sección de recalentamiento se estima a contracorrien-
te y la temperatura del gas que entra es la misma tempe-

ratura del gas que sale del sobrecalentador.

La cantidad de radiación directa del horno que pasa a través del sobrecalentador y es absorbida por el recalentador, se calcula primeramente, con este calor, las entalpías y el calor específico (que se calcula iterativamente), se obtiene la temperatura del gas que sale del recalentador por medio de un balance de calor.

Con la temperatura calculada se estima la superficie de calentamiento finalmente.

4. Gradiente de temperatura a través de los tubos mampara.

Una o más hileras de tubos mampara o escudo se encuentran frecuentemente al paso de la corriente del gas. Son necesarias por razones de construcción. Aunque su presencia no contribuye materialmente al funcionamiento, es necesario calcular el gradiente de temperatura a través de estos tubos para entrar a la siguiente sección con la temperatura propia del gas.

El cálculo del gradiente de temperatura se realiza ite-

rativamente por medio de correlaciones que se presentan en la siguiente sección, y del número de hileras de tubos escudo.

5. Temperatura de la cavidad del gas.

Para pequeñas cavidades tales como la mostrada en la figura 3, entre la sección del sobrecalentador de alta y la sección de recalentamiento o entre el recalentador y los tubos escudo, los efectos de la cavidad son despreciables y el cálculo puede omitirse.

En grandes cavidades tales como aquellas que siguen a los tubos escudo, el gradiente de temperatura del gas es significativo y por tanto el cálculo es necesario. Al llevar a cabo los cálculos, la transferencia de calor en la cavidad puede ser asumida debido completamente a la radiación no luminosa.

El cálculo de la temperatura se lleva a cabo por medio de un proceso iterativo, en donde se supone la temperatura promedio del gas, y se usa la diferencia entre ésta temperatura promedio y la temperatura de saturación en lugar de una temperatura media logarítmica, debido a que

ésta es difícil de determinar debido a las diferentes -
temperaturas de pared de la cavidad.

6. Temperatura del gas y superficie requerida para el
sobrecalentador de baja temperatura.

El sobrecalentador de baja temperatura esta localizada
en una zona de temperatura moderada de gas. Por esta -
razón, la superficie puede espaciarse cercamente sin pelig
ro a la escoriación o taponeo. Esta es una considera-
ción especialmente importante cuando un combustible de
bajo grado es involucrado.

La temperatura del gas saliendo del sobrecalentador de
baja temperatura puede obtenerse, deduciendo el gradient
e de temperatura de esta sección, a partir de la temper
atura conocida del gas que entra. Para determinar la sul
perficie de calentamiento, tanto la temperatura media -
logarítmica como la velocidad de transferencia de calor
total deben calcularse.

7. Superficie de calentamiento para el economizador.

La superficie de calentamiento del economizador esta lo

calizada en la zona de temperatura más baja del gas de cualquiera de las superficies de calentamiento primario. El calor transferido es bajo y para un espaciamiento - cercano, una superficie de tubo aleteada es usada.

Para obtener la superficie de calentamiento, un simple balance de calor es usado, iniciando el cálculo con la temperatura del agua que sale del economizador, por medio de un procedimiento iterativo.

8. Funcionamiento del Precalentador de Aire.

Como ya se mencionó, el precalentador de aire logra que los gases que se pierden por la chimenea salgan a menor temperatura, y el calor que de este modo se recupera es llevado al horno del generador para su aprovechamiento.

El cálculo de la temperatura del gas que sale hacia la chimenea, se lleva a cabo por medio de un balance de calor, para ello es indispensable el conocer la temperatura del gas que entra al precalentador, así como las temperaturas del aire entrando y saliendo del mismo. El cálculo es iterativo.

9. Balance de Calor.

Se puntualizó inicialmente que la eficiencia global de la unidad generadora de vapor debe ser supuesta y finalmente checada por medio de un balance de calor.

En esta etapa de cálculo se lleva a cabo este chequeo. La eficiencia global es de gran importancia al comprador, debido a que es una medida del consumo de combustible y por tanto del costo que implicaría el producir una cantidad requerida de vapor.

En trabajos de diseño, la eficiencia global de la unidad generadora de vapor total, se obtiene generalmente calculando las pérdidas del calor adicionado en por ciento.

Estas pérdidas, son sumadas y sustraídas de 100 para obtener la eficiencia.

El proceso que toma en cuenta todas las pérdidas de calor, así como el calor disponible en el vapor, es conocido como un balance de calor.

Antes de que la eficiencia pueda ser determinada, es necesario conocer las siguientes pérdidas:

a. Pérdidas en los productos secos de la combustión.

- b. Pérdidas debido a la humedad en el aire.
- c. Pérdidas debido a la humedad del combustible.
- d. Pérdidas debido a vapor de agua en combustible gaseosos.
- e. Pérdidas debido a la humedad del hidrógeno en el combustible.
- f. Pérdidas debido al combustible sin quemar.
- g. Pérdidas debido a la radiación.
- h. Pérdidas no previstas.

Para estimar cada una de estas pérdidas la referencia 2 es de gran utilidad.

Algunas de estas pérdidas, fueron evaluadas para solucionar el ejemplo propuesto. El método y la solución se muestran en el apéndice. La forma utilizada para evaluar la eficiencia fue la siguiente:

$$\text{eficiencia (por ciento)} = 100.0 - \sum_i \text{pérdidas (por ciento)}$$

III.4

Programación del Método.

El procedimiento de cálculo para el diseño termodinámico de la unidad generadora de vapor que se mostró en la sección anterior, fue resuelto por medio de un programa para computadora digital, diseñado para analizar cada sección en el sistema de transferencia de calor y seleccionar y resolver las ecuaciones particulares requeridas para la sección bajo consideración.

El programa calcula el funcionamiento de las secciones de transferencia de calor, de una manera similar a la que se seguirá un ingeniero con vasta experiencia en este tipo de cálculos.

Dado que el método propuesto por Fryling se lleva a cabo casi en su totalidad por medio de curvas empíricas - éstas tuvieron que ser correlacionadas para encontrar ecuaciones precisas y se logrará resolver el método por medio de la computadora digital. Se obtuvieron 28 ecuaciones para el cálculo de la combustión y 52 ecuaciones para el procedimiento final.

III.4.1

Datos de entrada.

La alimentación de datos no depende de ningún formato, solo la exacta designación y la secuencia de los datos tiene que ser observada rigurosamente.

Los datos de entrada son:

i) Para el cálculo de la combustión y horno.

a. Tipo de Combustible.

Se identifica por medio de los siguientes números:

1. Carbón pulverizado

2. Carbón de piedra

3. Aceite o Petróleo

4. Gas natural.

b. Por ciento de aire en exceso

c. Poder calorífico superior

d. Análisis de Combustible (Por ciento en volumen)

e. Pérdidas de Combustible Sólido

- f. Cenizas
 - g. Ancho, longitud, diámetro y claro de los hornos del tubo.
- ii) Para el cálculo del Sobrecalentador de Alta Temperatura.
- a. Diámetro de los Tubos
 - b. Espaciamiento a lo ancho
 - c. Espaciamiento a lo largo
 - d. Superficie efectiva de calentamiento
 - e. Area libre de gas
 - f. Número de ensambles
 - g. Número de tubos profundos
 - h. Temperatura del vapor que sale
-
- i. Presión del vapor que sale
 - j. Presión del vapor que entra
 - k. Flujo máximo continuo de vapor

l. Temperatura del gas que entra

m. Cantidad de gas.

n. Entalpias del vapor

iii) Para el cálculo del Recalentador.

a. Diámetro de los tubos

b. Espaciamiento a lo ancho

c. Espaciamiento a lo largo

d. Area libre de gas

e. Número de ensambles

f. Temperatura del vapor que sale

g. Presión del vapor que sale

h. Temperatura del vapor que entra

i. Presión del vapor que entra

j. Flujo de gas

k. Entalpias de vapor

iv) Para el cálculo de los tubos escudo.

a. Diámetro de los tubos

b. Espaciamiento a lo ancho

c. Número de hileras de tubos

d. Area libre de gas

v) Para calcular la cavidad.

a. Dimensiones de la cavidad (largo, ancho y alto)

b. Temperatura de pared

vi) Para el cálculo del Sobrecalentador de baja temperatura.

a. Diámetro de los tubos

b. Espaciamiento a lo ancho

c. Espaciamiento a lo largo

d. Area libre de gas

- e. Número de ensambles
- f. Temperatura del vapor que sale
- g. Temperatura del vapor que entra
- h. Presión del vapor que entra
- i. Entalpías de vapor

vii) Para calcular el economizador.

- a. Diámetro de los tubos
- b. Espaciamiento a lo ancho
- c. Espaciamiento a lo largo
- d. Área de gas
- e. Número de ensambles
- f. Temperatura del agua de alimentación
- g. Presión del agua que entra
- h. Presión del agua que sale
- i. Flujo de agua

j. Temperatura del gas que sale

k. Entalpia de vapor

viii) Para el cálculo del precalentador de aire.

a. Temperatura del aire que sale

b. Temperatura del aire que entra

c. Calor específico del aire

ix) Para el cálculo del balance térmico.

a. Pérdidas por Radiación

III.4.2

Diagrama de Flujo.

El diagrama de flujo del método propuesto se muestra en la figura 3.3. Se ha simplificado a su máximo con el objeto de una más simple comprensión. Un análisis más profundo de la aplicación del método se podrá encontrar en la resolución del siguiente ejemplo.

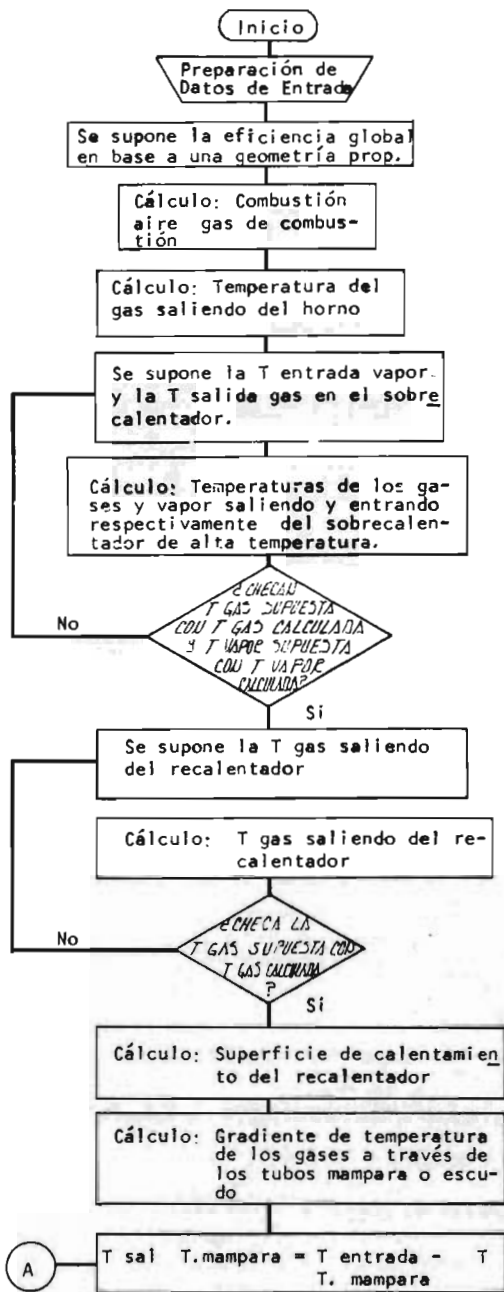
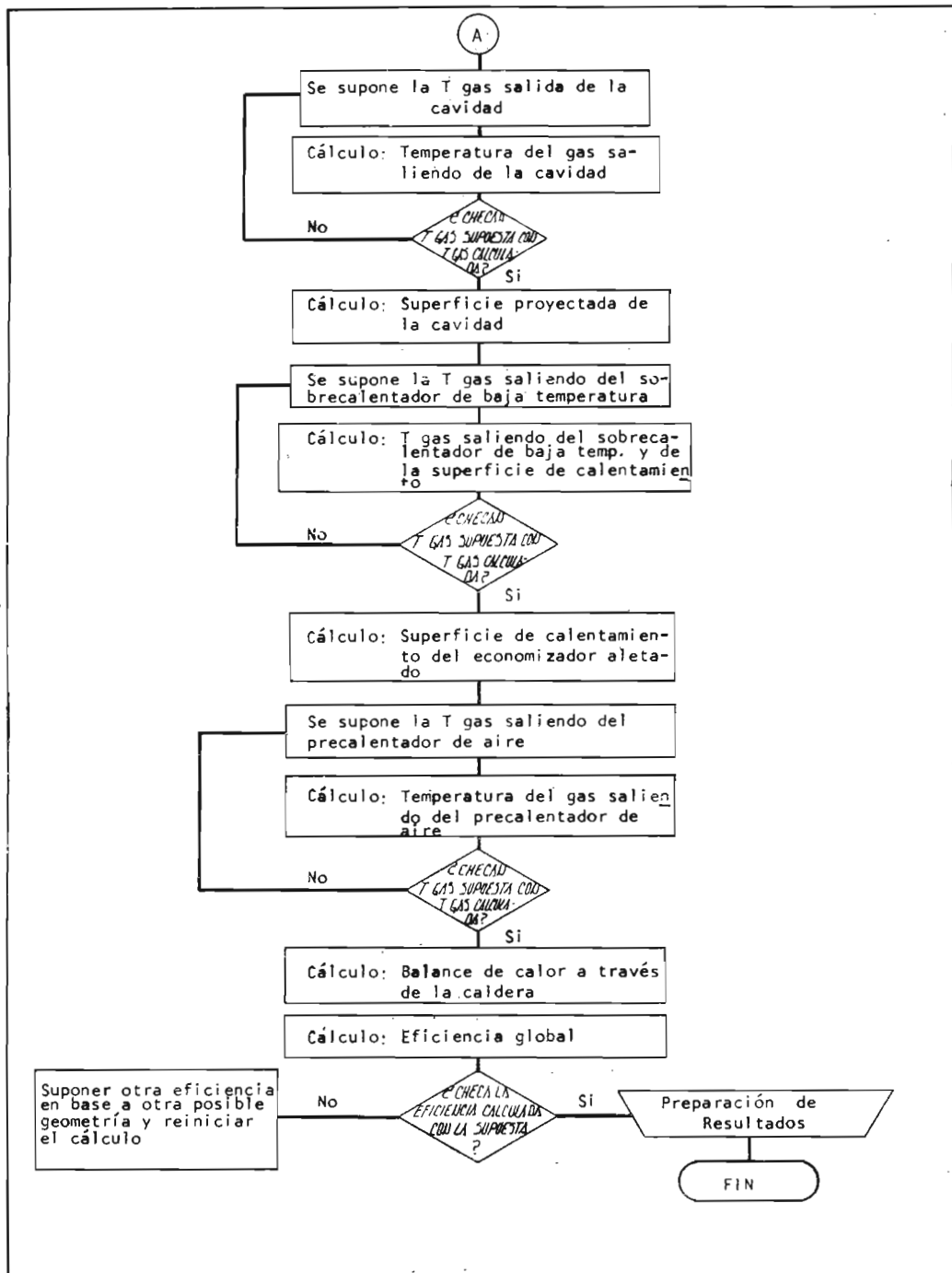


FIGURA 3.3



III.4.3

Ejemplo de Cálculo.

El procedimiento descrito se aplicó a una caldera que abastece de vapor a un generador-turbina de 200 000 - kilowatts, la caldera esta diseñada para quemar gas - natural con 10% de aire en exceso (Figura 3.4)

En el apéndice se muestran los resultados obtenidos al aplicar el método, así como los datos alimentados al programa, la lista de variables utilizados, nomenclatura, unidades y la secuencia del cálculo en sí.

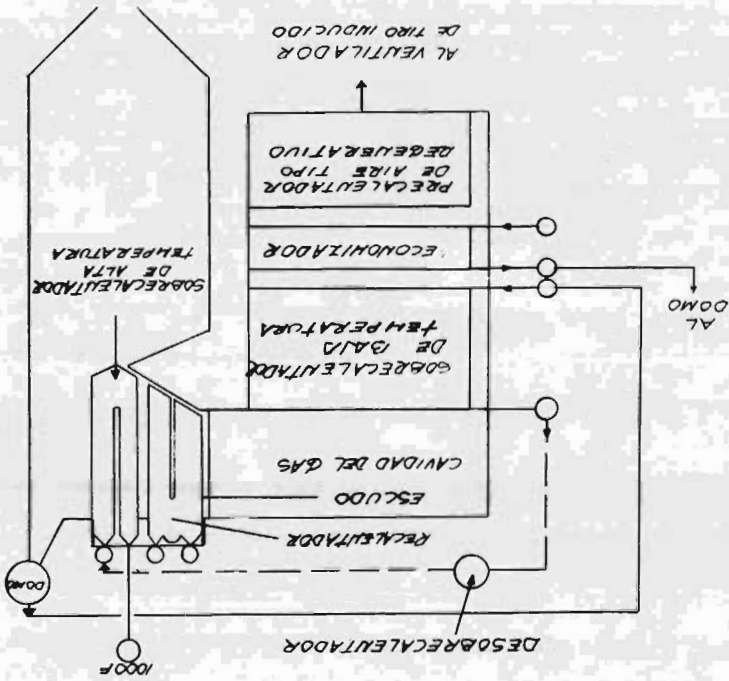
El número máximo de iteraciones en las secciones de - cálculo por prueba y error fue de cinco, utilizando - un método de convergencia por sustitución directa.

El tiempo de cálculo promedio para la resolución de - una caldera de esta magnitud, es de 1.01 minutos. El número de tarjetas empleadas fue de 746, utilizando - el lenguaje Fortran V.

FIGURA 3.9.

CALDERA CON
QUEMADO DE GAS

fesis UJAM



CAPITULO IV

DISEÑO DE SISTEMAS DE DISTRIBUCION DE VAPOR.

IV.1 Diseño óptimo de un Sistema de Distribución de Vapor.

Los objetivos de este capítulo son:

1. Establecer los criterios básicos a seguir para el dimensionamiento de un sistema de distribución de vapor.
2. Presentar las fuentes de información básica necesaria para la elaboración de un Diagrama de Tubería e Instrumentación de Vapor y Condensados, detallando las características principales de cada uno de los documentos y diagramas que se utilizan para este objetivo.

jeto.

3. Presentar un método de dimensionamiento y simulación del sistema por medio de un programa para computadora, elaborado en FORTRAN IV, y que está basado en un modelo matemático que garantiza la precisión y confiabilidad de los resultados.

IV.1.1

Diseño de Tuberías.

El costo de un sistema completo de tuberías, puede significar hasta un 50% del costo total de una planta de proceso. De ahí la importancia que tiene el diseño adecuado de un sistema de tuberías.

El diseño de tuberías incluye varias actividades, entre las cuales se cuentan:

- a. El dimensionamiento de la tubería.
- b. Elección de un material en base a códigos y normas definidas.
- c. La especificación de tuberías y accesorios de tubería.
- d. Selección de un arreglo óptimo de tuberías que perm

ta cumplir con los requerimientos de proceso.

- e. Estudio de esfuerzos de tuberías.
- f. Selección de aislamiento para tuberías, en caso que se requiera.

La sección IV.1.2, se va a enfocar principalmente al dimensionamiento del sistema. La elección de un material, y la especificación de tuberías, se tratará en la sección IV.2.3.

Por otra parte, a pesar de la importancia que tienen las demás actividades mencionadas anteriormente, se considera que caen fuera del objetivo de este trabajo.

IV.1.2

Dimensionamiento Óptimo de Tuberías.

Los métodos que se encuentran reportados en la Literatura para el dimensionamiento de tuberías, pueden clasificarse en dos grupos:

1. Procedimientos analíticos basados en modelos matemáticos de optimización.
2. Criterios de dimensionamiento que se basan en la caí

da de presión máxima permisible y en la velocidad recomendada para los flúidos en tuberías.

El advenimiento de los grandes complejos petroquímicos, - en los que el diseño de tuberías involucra gran número de cálculos, provoca la utilización de criterios rápidos de dimensionamiento, aplicándose los procedimientos analíticos a casos muy particulares, como podrían ser: tuberías de aleación especial, líneas que van de un calentador a un reactor (líneas de transfer), etc.

IV.1.2.1

Criterios Generales de Caída de Presión Máxima/100 Pies y Velocidad Económica en Tuberías.

Para dimensionar una línea de proceso o de servicios auxiliares, debe cumplirse con las limitaciones de velocidad y de caída de presión con objeto de evitar problemas de ruido, vibración y erosión, así como ruptura y fallas en las tuberías.

Las limitaciones más importantes de la velocidad, que deben considerarse, son las siguientes:

1. Flujo Sónico. Ocurre a presiones corriente abajo

cerca del 50 ó 60% de la presión inicial y se presenta frecuentemente en líneas de gases y vapores.

2. Velocidad de Arrastre. Las líneas verticales con flujo a dos fases deben dimensionarse para que el fluido tenga una velocidad suficiente para transportar el líquido en forma de pequeñas gotas.
3. Velocidad de Erosión. Es un factor limitante especialmente en líneas con flujo a dos fases. La velocidad en estos casos, no debe exceder un máximo, que puede establecerse tomando en cuenta las características del fluido y otros factores del índole mecánico.
4. Velocidad de Impacto. A esta velocidad, el flujo a dos fases, tipo tapón, puede provocar la ruptura de "tes" y codos.

Esta velocidad puede calcularse de acuerdo con la fórmula 4.1.

$$V_r = 925 \ t/D \quad (4.1)$$

Donde:

t = Espesor de la tubería (in).

D = Diámetro (in).

Vr = Velocidad máxima permisible (a una velocidad mayor, puede haber ruptura). (ft/seg).

5. Vibración y Ruido. La relación entre la velocidad y estos fenómenos no ha sido suficientemente estudiado.

Sin embargo, se acostumbra tomar un límite máximo de 250 ft/seg, para evitar vibración y ruido. Para algunas líneas especiales, este límite no es válido, - éste es el caso de líneas a muy altas presiones y - temperaturas; sin embargo, se acostumbra diseñar para un número de Mach de 0.2, como máximo; es decir:

$$\text{No. de Mach} \leq 0.2$$

$$\frac{v_f}{v_s} \leq 0.2 \quad (4.2)$$

Donde:

v_f = velocidad del fluido (ft/seg ó m/seg)

v_s = velocidad del sonido dentro del fluido
(ft/seg ó m/seg)

Por otra parte, la caída de presión permisible por 100 pies de tubería se basa principalmente en con-

sideraciones económicas, y se establece comparando el costo de la tubería con el costo de la energía necesaria para transportar el fluido a una distancia de 100 FT (en realidad puede tomarse como base cualquier otra distancia). Nótese que para condiciones similares de gasto, y para el mismo fluido, un diámetro pequeño proporciona mayores caídas de presión, pero el costo total de la tubería es menor. De esta manera, debe elegirse el diámetro que proporcione el costo total mínimo.

Cada firma de Ingeniería, utiliza criterios propios que están respaldados por la experiencia. Con fines de ilustración, en la tabla 4.1, se presentan algunos de los criterios más generalizados de caída de presión y velocidad recomendadas.

IV.1.2.2

Criterios Específicos para Vapor de Agua.

El objetivo de esta sección es presentar de una manera más detallada, los criterios que se acostumbra utilizar para dimensionar línea de vapor de agua. Nótese que en

TABLA 4.1

CRITERIOS GENERALES DE $\Delta P/100$ ft Y VELOCIDAD ECONOMICA

| LIQUIDOS | | VELOCIDAD ft/seg | $\Delta P/100$ ft ^{MAX} (psi) | |
|------------------------------|--------------|---------------------|--|--|
| Aplicación General | | 5 - 15 | 4 | |
| Flujo Laminar | | 4 - 5 | - | |
| Flujo Turbulento | | | | |
| ρ (lb/ft ³) | | | | |
| 100 | | 5 - 8 | | |
| 50 | | 6 - 10 | | |
| 20 | | 10 - 15 | | |
| Diámetro | AGUA (in) | Velocidad ft/seg | Vapores Presión (psig) | y Gases $\Delta P/100$ ft MAX (psi) |
| 1 | | 2 - 3 | | |
| 2 | | 3 - 4.5 | $P > 500$ | 2.0 |
| 4 | | 5 - 7 | $200 < P \leq 500$ | 1.5 |
| 6 | | 7 - 9 | $150 < P \leq 150$ | 0.6 |
| 8 | | 9 - 10 | $50 < P \leq 150$ | 0.3 |
| 10 | | 10 - 12 | | |

...TABLA 4.1

| AGUA | | | |
|---------------|---------------------|----------------------|--|
| Diámetro (in) | Velocidad ft/seg | Vapores Presión | y Gases $\Delta P/100$ ft MAX (psi) |
| 12 | 10 - 14 | $50 \leq P \leq 150$ | 0.3 |
| 16 | 10 - 15 | $0 \leq P \leq 50$ | 0.15 |
| 20 | 10 - 16 | $P \leq 0$ | 0.1 |

la Tabla 4.1, se mencionan algunos límites comúnmente utilizados para vapores; sin embargo, dadas las características de los sistemas de distribución de vapor, se deben tratar por separado.

Para vapor de agua, se reporta en la literatura la velocidad mínima y máxima recomendable, que es además una función del diámetro, aproximadamente lineal y que obedece a una expresión similar a la ecuación 4.3.

Donde: $V = \alpha + \beta D$ (4.3)

V = Velocidad máxima o mínima recomendada (m/seg ó ft/seg).

D = Diámetro nominal (cm o in).

α y β = Constantes que aparecen en la tabla 4.2, para el sistema métrico decimal y para el sistema inglés.

En las líneas de succión a turbinas, se permiten velocidades mayores.

Velocidad máxima = 106.7 m/seg (350 ft/seg).

Velocidad mínima = 30.48 m/seg (100 ft/seg).

En lo que respecta a la caída de presión máxima permisi-

| CONDICIONES DEL VAPOR | VELOCIDAD MINIMA | | | | VELOCIDAD MAXIMA | | | |
|-----------------------------------|------------------|-------|---------|------|------------------|-------|---------|------|
| | α | | β | | α | | β | |
| | FPS | MKS | FPS | MKS | FPS | MKS | FPS | MKS |
| SATURADO (BAJA PRESION) | 40 | 12.2 | 2 | 0.24 | 96 | 29.27 | 2 | 0.24 |
| SOBRECALENTADO (PRESION MEDIA) | 32 | 9.756 | 4.0 | 0.48 | 67 | 20.42 | 6.5 | 0.78 |
| SOBRECALENTADO (ALTA PRESION) | 23 | 7.012 | 3.5 | 0.42 | 4.0 | 12.2 | 5.5 | 0.66 |

TABLA 4.2.- CRITERIOS DE VELOCIDAD MAXIMA Y MINIMA PARA TUBERIAS QUE CONDUCCEN VAPOR DE AGUA.

| CAIDA DE PRESION RECOMENDABLE Lb/in ² ó Kg/cm ² | | | | | | | | |
|---|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----|
| CABEZALES PRINCIPALES | | | | TRAMOS CORTOS | | | | |
| VAPOR DE ALTA PRESION | | VAPOR DE BAJA PRESION | | VAPOR DE ALTA PRESION | | VAPOR DE BAJA PRESION | | |
| ΔP MINIMA EN 100 F1 | ΔP MAXIMA EN 100 F1 | ΔP MINIMA EN 100 F1 | ΔP MAXIMA EN 100 F1 | ΔP MINIMA EN 100 F1 | ΔP MAXIMA EN 100 F1 | ΔP MINIMA EN 100 F1 | ΔP MAXIMA EN 100 F1 | |
| Lb/in | 0.5 | 1.5 | 0.25 | 0.5 | 1.5 | 3.5 | 0.5 | 1.5 |
| Kg/cm | 0.035 | 0.1055 | 0.176 | 0.035 | 0.1055 | 0.035 | 0.1055 | |

TABLA 4.3.- CRITERIOS DE CAIDA DE PRESION RECOMENDADA PARA TUBERIAS CON VAPOR DE AGUA.

ble, pueden aplicarse los criterios de la tabla 4.3.

Para succión a turbinas, se permite una caída de presión mayor:

$$\Delta P \left| \begin{array}{l} 100 \text{ ft} \\ 30.5\text{m} \end{array} \right. = 0.1055 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (3.5 lb/in}^2\text{)}$$

Los criterios de las tablas 4.2 y 4.3, se utilizarán en el Módulo I, del programa para computadora. Este módulo calcula los diámetros económicos para un sistema de distribución de vapor (Sección IV.3.1). Estos criterios se aplicaron para dimensionar el Sistema de Distribución de vapor de la Planta de Etileno de La Cangrejera, Ver. (Cápitulo V).

IV.2

Información Básica necesaria en el Diseño de un Sistema de distribución de Vapor y elaboración del Diagrama de Tubería e Instrumentación de Vapor y Condensados.

El objetivo de esta sección, es presentar de una manera general, los documentos más importantes que proporcionan los datos necesarios para efectuar dimensionamiento de la red de distribución de vapor, la simulación de dicho

sistema, y finalmente para la elaboración del DTI, de va
por y condensados.

Para cada uno de estos diagramas o documentos se citarán
sus características más importantes, la información que
puede proporcionar, así como su utilidad específica para
el objetivo antes mencionado.

Entre los diagramas estudiados se cuentan:

- a. El Diagrama de Balance de vapor y condensados.
- b. Diagrama de Flujo de Proceso.
- c. Planos de Localización General de Equipo.
- d. Diagrama de Tubería e Instrumentación (DTI), de pro
ceso y de Servicios Auxiliares.

Además, se discute la aplicación de las Hojas de Datos
de Recipientes y Torres, para determinar el número de es
taciones de servicio requeridas en recipientes elevados.

IV.2.1

Diagramas de Flujo.

En esta sección se presentan brevemente algunas de las características más importantes de estos diagramas así como la aplicación que pueden tener durante la elaboración del DTI de vapor y condensados.

I. Clasificación de los Diagramas de Flujo.

Se elaboran varias modalidades de Diagramas de Flujo por el grupo encargado de la Ingeniería Básica del Proceso.

Los más importantes son:

I.A. El Diagrama de Bloques.

I.B. El Diagrama de Flujo de Proceso.

I.A. Diagramas de Bloques.

A éste grupo de documentos pertenece el Diagrama de Balance de Vapor y Condensados, que es una de las fuentes de información más útiles para el objetivo que nos ocupa, porque proporciona el Balance de materia y energía del sistema de vapor-condensados. (Figura 5.1 B del Capítulo V).

Estos documentos deben representar:

1. Todos los equipos o grupos de equipos relacionados, mediante rectángulos que llevan en su interior una nomenclatura que identifica el bloque.

Esta nomenclatura varía de acuerdo a cada firma de Ingeniería.

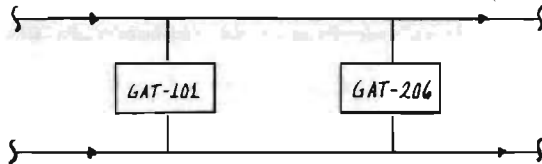
2. Las corrientes se representan por medio de líneas, estableciendo las condiciones de gasto, presión y temperatura en cada una de ellas.

El diagrama de la figura 5.1B, fue utilizado en este trabajo para los siguientes objetivos:

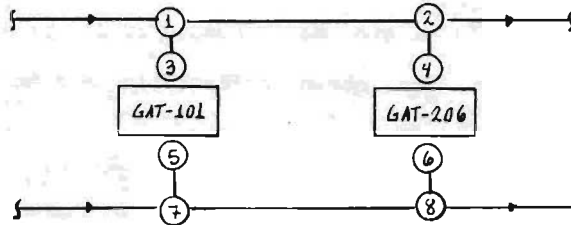
- a. Dimensionamiento de la red de distribución, de acuerdo al Módulo I, del programa de computadora que describe en la sección IV.3.1.
- b. En la elaboración del Diagrama de Tubería e Instrumentación (DTI) de vapor y condensados. - (Figura 4.10).
- c. En la simulación del sistema de distribución de vapor, para lo cual, se tuvo que elaborar una serie de Diagramas que aparecen en el Capítulo V, siendo necesario transformar el Diagrama

ma de Balance en un diagrama de nodos (el concep-
to de nodos, se tratará con más detalle en la -
Sección IV.3.2).

Por ejemplo, considérese el pequeño sistema que
se toma de la figura 5.1B.



Con el objeto de utilizar el Módulo II del pro-
grama de computadora (sección IV.3.2.2), debe -
transformarse en un sistema equivalente, como el
que se presenta en la figura siguiente:



Esto se hace con la finalidad de simular las con-
diciones de presión en los nodos ① , ② , ... ,
⑧ y los flujos de vapor que circulan de 1 a 3
(6 de 5 a 7) y de 2 a 4 (6 de 6 a 8).

3. Diagramas de Flujo de Proceso.

Son documentos o planos que sirven de base para la elaboración del Plano de Localización General y de los Diagramas de Tubería e Instrumentación.

Entre las características que debe reunir un Diagrama de este tipo, se puede mencionar las siguientes:

a. Todo el equipo se representa utilizando una notación estándar. Esta notación puede variar - dependiendo de la firma de Ingeniería. Así mismo se utiliza una nomenclatura para cada equipo. (Figura 4.1).

b. De ser posible, se deben colocar los equipos de acuerdo a la secuencia del proceso.

c. Se representa únicamente la instrumentación mínima necesaria.

En lo referente a los equipos de proceso, se proporciona la siguiente información básica necesaria:

a') Longitud de tangente a tangente para torres

FIG. 4.1 NOTIFICACION Y NOMENCLATURA DE EQUIPOS

| EQUIPO | SIMBOLO | NOMENCLATURA | EQUIPO | SIMBOLO | NOMENCLATURA |
|-----------------------|---------|--------------|--|---------|--------------|
| BOMBA | | GA | TANQUE SEPARADOR (VERTICAL) | | FA |
| COMPRESOR | | GB | TORRES DE AGOTAMIENTO | | DA |
| TURBINA (DE BOMBA) | | GAT | SECADORES | | FF |
| TANQUES HORIZONTALES | | FA | TANQUE DE ALMACENAMIENTO (ATMOSFERICO) | | FB |
| REACTOR EMPACADO | | DC | TANQUE DE ESPREADO | | DA |
| HORNO A FUEGO DIRECTO | | BA | | | |
| CAMBIADOR DE CALOR | | EA | | | |
| TORRE DE PLATOS | | DA | | | |
| EYECTOR | | EG | | | |

y recipientes.

b') Galones por minuto para bombas.

c') Carga térmica en cambiadores y equipos a -
fuego directo.

En cuanto a las corrientes, debe aparecer:

a'') El balance de materia y energía.

b'') Presión y temperatura en los puntos de inte
rés en pequeñas banderas.

En ocasiones se presenta una lista de equipo que
incluye nomenclatura, numeración y nombre de los
equipos más importantes.

En la figura 5.1A aparece un Diagrama de Flujo -
de una planta de etileno (Capítulo V).

Este diagrama es muy importante para Dimensiona-
miento de la red de Distribución y para la simu-
lación del Sistema, sobre todo, cuando la infor-
mación que se obtiene del Diagrama de Balance de
Vapor y Condensados no es suficientemente explí-
cita.

Considérese, por ejemplo, el sistema de la figura 4.1A que es una parte del Diagrama de Balance de vapor y condensados de la figura 5.1A.

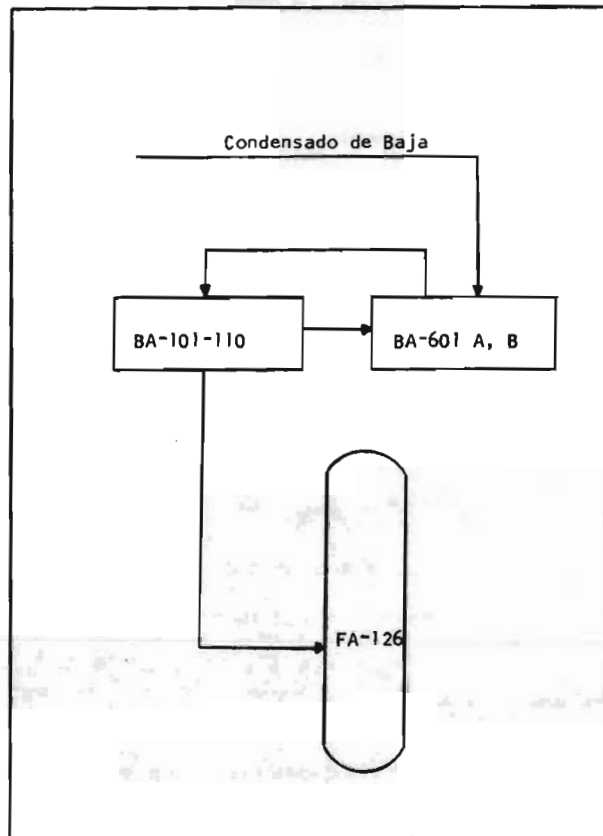


FIGURA 4.1A

La información que se obtiene del diagrama, no es suficiente, ya que no se dan las condiciones de temperatura y presión de la corriente de BA-101-110 a BA-601 A y B, y viceversa.

De acuerdo con la figura 5.1A (Diagrama de Flujo), el arreglo incluye los tanques FA-101-110, y la distribución de vapor y retorno de condensados, se efectúa de la siguiente forma:

La alimentación a BA-601 A/B son 469,197 lb/hr de condensado saturado a 280°F. Se precalienta en la zona de radiación de estos sobrecalentados y pasa al tren de calentadores de "cracking" (o calentadores de rompimiento molecular) a 306°F; se divide en 10 corrientes, una por cada calentador de fuego directo.

De los calentadores de fuego directo sale una corriente a 509°F y 740# de 14,077 lb/hr; y otra de 455,120 lb/hr que se dirige a cada uno de los tanques FA-101-110, a una temperatura de 509°F y en forma de líquido saturado. Intercambia calor en las calderetas EA-101-110, donde recibe el ca

lor latente necesario, y regresa a los sobrecalentadores BA-601 A/B, como vapor saturado a - 509° y 725#. De los sobrecalentadores sale como vapor de alta presión de 760°F y 620#.

La ilustración anterior es sólo un ejemplo de - las aplicaciones que puede tener el Diagrama de Flujo de Proceso en el Dimensionamiento y en la Simulación de un Sistema de Tuberías.

IV.2.2

Plano de Localización General de Equipo.

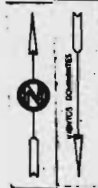
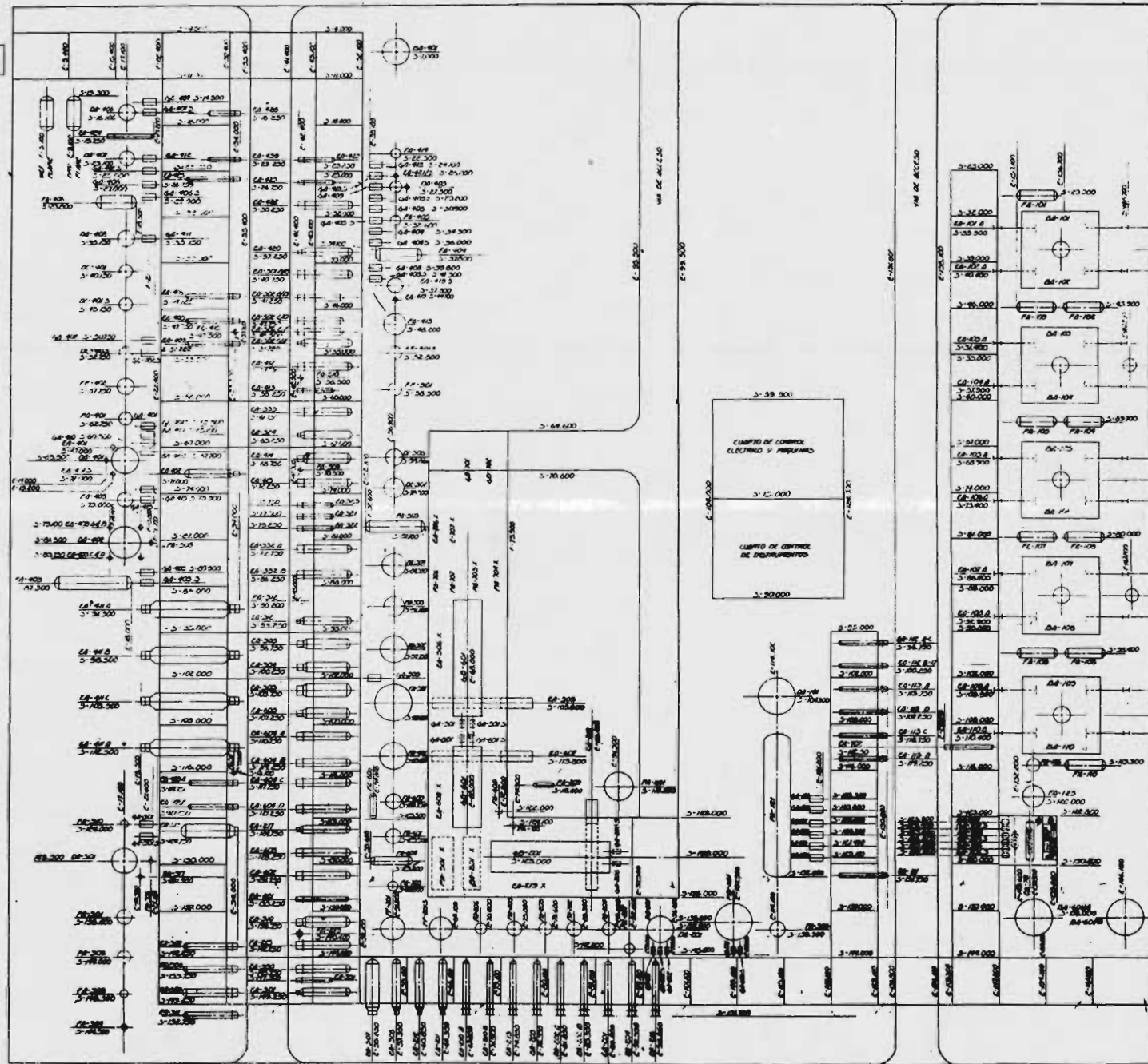
Un arreglo adecuado del equipo de proceso es un factor - muy importante en el diseño de tuberías, puesto que de - él depende el costo total del Sistema de Tuberías.

Este documento es básico en la elaboración de los Diagramas de Tubería e Instrumentación de Servicios Auxiliares.

En este trabajo se utilizó, el Plano de la figura 4.2, principalmente para las siguientes funciones:

1. Obtener la dirección de los cabezales y la secuencia

DEL 100
PROYECTO



CUARTO DE CONTROL
ELECTRIC Y RESERVA

CUARTO DE CONTROL
DE INSTRUMENTOS

OTROS ESTADOS
Y SERVICIOS
ANEXOS

U. N. A. M.
PLANO DE
LOCALIZACION GENERAL
FIGURA 4.2

de distribución de equipo en el DTI de Vapor y Condensado de una Planta de Etileno.

2. Para determinar las longitudes de cabezales y ramales de vapor con objeto de llevar a cabo la simulación del sistema de distribución (sección IV.3).

- I. Clasificación de los Planos de Localización.

Estos planos, se pueden clasificar de acuerdo a:

- I.a El tipo de arreglo.

- 1.b La secuencia de distribución de equipo.

- 1.a Tipos de arreglos.

El arreglo del Plano de Localización puede variar - dependiendo de las características particulares del proceso. Entre los tipos de arreglos más utilizados se pueden mencionar:

- a. Tipo I

- b. Tipo L

- c. Tipo T

- d. Tipo U

En la figura 4.3, se muestran estos arreglos, en los cuales se representan los soportes de tuberías por medio de dos líneas paralelas continuas. Posteriormente se colocan los equipos a ambos lados - de los soportes.

1.b Secuencia de Distribución de Equipo.

De acuerdo con la forma de distribución del equipo, se clasifican en:

a. Arreglo en línea de flujo. En ellos se trata de localizar el equipo de acuerdo con la secuencia que se tiene en el Diagrama de Flujo de Proceso.

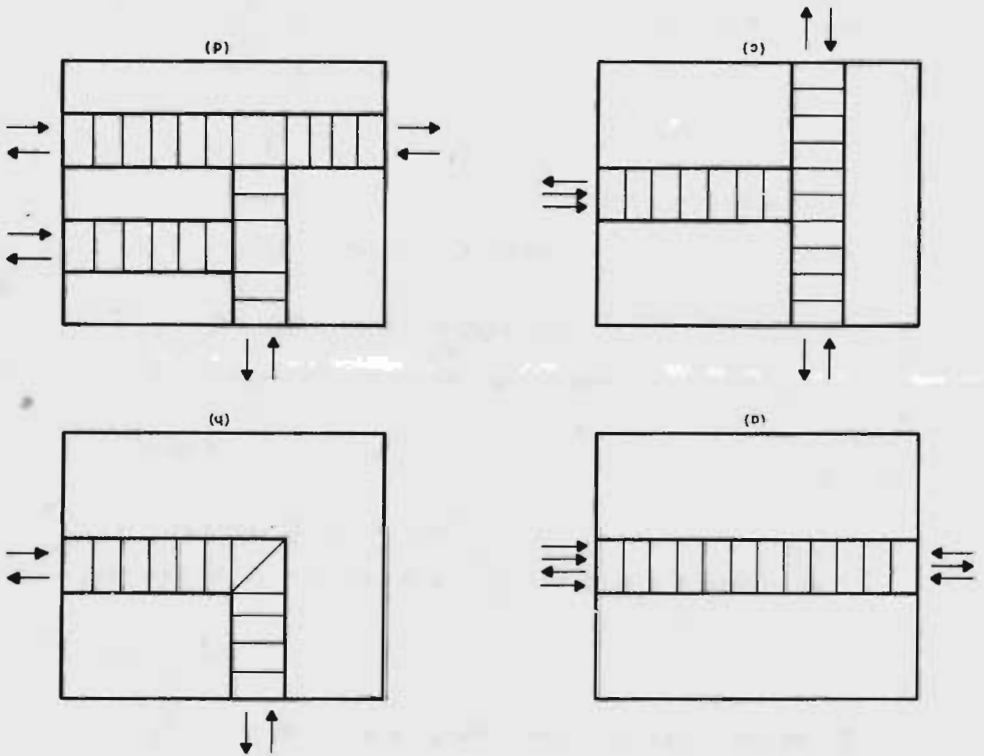
b. Arreglo por grupos. En este tipo de distribución se colocan juntos todos los equipos semejantes; como son, cambiadores, compresores, etc.

II. Información adicional que presenta.

1. Acotaciones. Se indica la situación exacta de un equipo por medio de las coordenadas geográficas - con respecto a un sistema de referencia que varía de acuerdo con cada contrato en particular.

TESIS UNAM
 TIPOS DE ARREGLO
 DE TUBERIAS
 FIGURA 4.3

d) Tipo I, b) Tipo L, c) Tipo T, d) Tipo U.



2. Dirección de los vientos dominantes. Esta dirección es un factor que determina la posición de algunos - equipos expuestos al fuego, de tal manera, que se colocan contra el viento.

III. Criterios que pueden utilizarse para establecer la - distribución de equipo.

1. Equipo

- a. Bombas. Se instalan de preferencia a ambos lados del arreglo de tuberías.
- b. Equipos pesados. Se localizan de preferencia en áreas que permitan la descarga y el ensamblaje de éstos.
- c. Cambiadores. Al igual que otros equipos que requieran mantenimiento, se instalan en los perímetros de la planta, para facilitar el acceso a - ellos.

2. instalaciones.

- a. Cuarto de Control. Se colocará en un lugar des-

de el cual sea visible toda la planta.

b. Oficinas administrativas y servicio médico. Se localizan de ser posible cerca de la parte más poblada de la planta.

c. Sección de almacenamiento. Debe estar localizada lo más cerca posible a la sección de almacenamiento.

IV. Distancias Míminas.

Las distancias mínimas entre equipo y/o instalaciones varía para cada instalación. En la tabla 4.4, se presentan algunos criterios de distancias mínimas que pueden utilizarse.

Para ilustrar las características del Plano de Localización General, se anexa la figura 4.2.

IV.2.3

Clasificación de Materiales por Servicio y Especificaciones de Tubería.

Las especificaciones de tubería, son documentos que se elaboran con el fin de proporcionar criterios generales

para obtener los diseños de tubería más económicos, y - que garanticen la seguridad y funcionalidad de tubos, accesorios y demás elementos, de acuerdo con el servicio - que prestan.

El primer paso para formular una especificación de tuberías, es la clasificación de los materiales por servicio, que se elabora en forma de lista (Tabla 4.5 .A). La lista incluye:

1. Descripción de los fluidos.
2. Condiciones de presión y temperatura límites.
3. Material básico de las tuberías.
4. Corrosión permisible.

Un estudio detenido de esta lista, revela ciertas categorías o clasificaciones de los servicios sobre las que - se basarán las especificaciones.

Para vapor de agua, de acuerdo con la tabla 4. 5 A, son aplicables las siguientes categorías para una planta de etileno:

| CLASIF. | RANGO BRIDAS | MATERIAL BASICO | CORROSION PERMISIBLE | LIMITACIONES | SERVICIO |
|---------|--------------|------------------------|----------------------|--------------|--|
| A3A | 150 # RF | Ac. Carbón | 0.065" | 500°F | Vapor y Condensado |
| A4A | 150 # RF | Ac. Carbón | 0.065" | | Proceso (Vacío) |
| A6A | 150 # RF | Ac. Carbón | 0.065" | 750°F | Cáustico |
| A8A | 150 # RF | Ac. Carbón | 0.065" | | Proceso (Vacío) |
| A7K | 150 # RF | Ac. Inox. | 0.00 " | 750°F | CO ₂ - Condensado Contaminado |
| B3A | 300 # RF | Ac. Carbón | 0.065" | 750°F | Vapor y Condensado |
| D3A | 600 # RF | Ac. Carbón | 0.065" | 750°F | Vapor A.P. |
| H2A | 150 # RF | Ac. Carbón | 0.05 " | 125 # 350°F | Agua y Aire |
| H2X | 125 # RF | Ac. Carbón Galvanizado | 0.00 " | 125 # 350°F | Aire Plant e Inst. |
| S3Y | 150 # RF | Teflón | 0.00 " | | Proceso |
| S2HD | 300 # RF | Incoloy | 0.00 " | | Proceso |

TABLA 4.5 A CLASIFICACION DE MATERIALES POR SERVICIO

| ESPECIFICACION | SERVICIO |
|----------------|------------------------|
| A3A | Vapor de Baja Presión |
| B3A | Vapor de Media Presión |
| D3A | Vapor de Alta Presión |

Estas especificaciones pueden variar dependiendo de las condiciones particulares del proceso. Sin embargo, en este trabajo, se les utilizó como base para la elección de la cédula de las tuberías, con objeto de suministrar la información necesaria para la simulación del sistema de distribución en el Módulo II (Sección IV.3.2.2).

En las tablas 4.5 B, 4.5 C y 4.5 D, se presenta un extracto de estas especificaciones.

En estos documentos, además de la información sobre materiales y cédulas de tuberías se cuenta con la siguiente información, válida para todos los servicios que se incluyen en la especificación:

1. Condiciones límites de presión y temperatura.
2. Materiales para conexiones, coples, reducciones, -
bridas, empaques, tornillos y tuercas.
3. Accesorios que se utilizan en los ramales.
4. Válvulas, especificando el material del equipo, vás
tago, rango de la válvula, etc.

EXTRACTO DE LAS ESPECIFICACIONES DE TUBERIAS QUE SE TOMARON COMO BASE PARA ELEGIR LAS CEDULAS DE TUBERIA QUE SE UTILIZAN EN EL MODULO I (IV.3.1) Y MODULO II (IV.3.2) DEL PROGRAMA DE COMPUTADORA

| <u>TUBERIA</u> | <u>DIAMETRO NOMINAL</u> | <u>CEDULA</u> | <u>MATERIAL</u> |
|--------------------|---|--------------------------------|-----------------|
| Extremos Planos | 1/2 a 1 1/2 pulgadas (1.27 a 3.81 cm) | Sin costura Cédula 80 | A-106 Grado B |
| Extremos Biselados | 2 pulgadas (5.08 cm) | Sin costura Cédula 80 | A-106 Grado B |
| Extremos Biselados | 3 a 10 pulgadas (7.62 a 25.4 cm) | Sin costura Cédula 40 | A- 53 Grado B |
| Extremos Biselados | 12 a 24 pulgadas (30.48 a 60.96 cm) | Sin costura Cédula Standard | A- 53 Grado B |

TABLA 4.5 B EXTRACTO DE LA ESPECIFICACION A3A

| <u>TUBERIA</u> | <u>DIAMETRO NOMINAL</u> | <u>CEDULA</u> | <u>MATERIAL</u> |
|-----------------|---|-----------------------------------|-----------------|
| Extremos Planos | 1/2 a 1 1/2 pulgadas (1.27 a 3.81 cm) | Sin costura Cédula 40 | A-106 Grado B |
| Extremos Planos | 2 a 10 pulg. (5.08 a 25.4 cm) | Sin costura Cédula 40 | A- 53 Grado B |
| Extremos Planos | 12 a 16 pulg. (30.48 a 40.64 cm) | Sin costura Cédula Standard | A- 53 Grado B |

TABLA 4.5 C EXTRACTO DE LA ESPECIFICACION B3A

| <u>TUBERIA</u> | <u>DIAMETRO NOMINAL</u> | <u>CEDULA</u> | <u>MATERIAL</u> |
|----------------------|--|---------------------------|-----------------|
| Extremos Planos | 1/2 a 1 1/2 pulgadas (1.27 a 3.81 cm) | Sin costura Cédula 80 | A-106 Grado B |
| Extremos Balanceados | 2 a 10 pulgadas (5.08 a 25.4 cm) | Sin costura Cédula 80 | A- 53 Grado B |
| Extremos Biselados | 12 pulgadas (30.48 cm) | Sin costura Pared 0.5" | A- 53 Grado B |
| Extremos Biselados | 14 pulgadas (35.56 cm) | Sin costura Cédula 60 | A- 53 Grado B |

TABLA 4.5 D EXTRACTO DE LA ESPECIFICACION D3A

IV.2.4

Hojas de Datos de Recipientes y Torres.

El objetivo de esta sección es ilustrar el uso de las -
hojas de recipientes y torres, con el fin de establecer
el número de estaciones de servicio para equipos eleva-
dos, de acuerdo con los criterios de la sección IV.2.-
5.2; además, se hace mención de algunas de la informa-
ción adicional que presentan estos documentos.

I. Número de Estaciones de Servicio de Vapor para To- rres y Recipientes.

Para la elaboración del DTI de Vapor y Condensado (figura
4.10), las hojas de datos de recipientes verticales y -
torres, proporcionan la siguiente información:

1. Altura del equipo.
2. Número de registros de hombre que tiene el equipo.

De acuerdo con la norma que se utiliza para estaciones
de servicio (sección IV.2.5.2.), éstas deben ser insta-
ladas en cada registro de hombre, con objeto de propor-

cionar vapor para casos de limpieza y mantenimiento.

Para la planta de Etileno, se colocó el número de estaciones de servicio representado en la tabla siguiente:

| EQUIPO | NUMERO DE REGISTROS DE HOMBRE | ALTURA m. | NUMERO DE ESTACIONES DE SERVICIO |
|--------|-------------------------------|--------------|----------------------------------|
| DA-101 | 3 | 20 | 3 |
| DA-201 | 6 | 40 | 6 |
| DA-301 | 5 | 53 | 5 |
| DA-401 | 4 | 34 | 4 |
| DA-402 | 9 | 81 | 9 |
| DA-404 | 3 | 26 | 3 |
| DA-405 | 3 | 31 | 3 |
| DA-406 | 6 | 45 | 6 |
| DA-407 | 6 | 45 | 6 |

La nomenclatura utilizada para las torres está de acuerdo con la mostrada en la Figura 4.1.

Obsérvese que los registros de hombre, se colocan aproximadamente cada 7 metros.

II. Información adicional que incluyen las hojas de -
datos.

En estos documentos se incluye además, la siguiente información:

1. Condiciones de diseño del equipo (presión, temperatura, gasto, etc.)
2. Condiciones de operación.
3. Se detallan las boquillas y la función específica de cada una de ellas.
4. Materiales de construcción del cuerpo, tornillos, empaques y soportes.
5. En algunos equipos se especifica el tipo de prueba a la que se somete antes de embarcarse al cliente.

Además, se incluye una representación esquemática del equipo señalando:

1. Las dimensiones reales del equipo.
2. Todas las conexiones, boquillas, etc.
3. Detalles mecánicos del equipo.

En la figura 4.4, se muestra una hoja de datos de to-

| | | | | | |
|----------------|---------------------|---------|-------|-----------|---------|
| PLANTA | DE ETILENO | EDICION | FECHA | HECHA POR | HOJA DE |
| LOCALIZACION | LA CANGREJERA, VER. | | | | DE |
| CONTRATO N° | 1437 | | | | |
| CLAVE | DA-101 | | | | |
| N° DE UNIDADES | UNA | | | | |

TORRES
(HOJA DE DATOS DE PROCESO)

| | | |
|----|-----------------------------------|--|
| 1 | TIP: Torre de Apagado | SERVICIO |
| 2 | DIAMETRO: 5334-0 | mm, y mm |
| 3 | ALTURA TOTAL 17983.2 | mm; FALCON mm |
| 4 | TEMPERATURA OPERACION: SUP. 43.3 | °C; INF. 79.5 °C |
| 5 | PRESION OPERACION: 568, 0.743 | mm Hg, kg/cm ² man |
| 6 | DISEÑO: TEMP. SUP. 343 | °C; INF. °C, PRESION 3.4 kg/cm ² man, VACIO TOTAL |
| 7 | MATERIALES: CASCARON CS, REC INT. | ; ESPESOR mm |
| 8 | CORROSION PERMISIBLE CASCARON | 1/8 mm |
| 9 | RELEVADO DE ESFUERZOS: SI, NO | |
| 10 | AISLAMIENTO: SI, NO | |
| 11 | MATERIAL: PLATOS | EMPAQUE |

| PLATOS | | | |
|--------|------|-------------|---------------|
| Nos. | TIPO | N° DE PASOS | ESPACIAMIENTO |
| | | | |
| | | | |

| EMPAQUE | | |
|---------|--------------|--|
| TIPO | No. DE CAMAS | |
| | | |
| | | |

| BOQUILLAS | | | |
|-----------|---------|--------------|---|
| N° | N° REG. | DTO. NOMINAL | SERVICIO |
| 1 | 3 | 24" | REGISTROS DE HOMBRE |
| 5 | 1 | 6 | REGISTROS DE MANO |
| 7 | 1 | 42 | SALIDA DE VAPOR A FA-201 |
| 8 | 1 | 3 | VENTEO |
| 11 | 1 | 58 | ALIMENTACION DE EA-101-110 |
| 16 | 1 | 3 | LINEA DE IGUALACION CON FA-121 |
| 17 | 1 | 36 | SALIDA DE H ₂ O DE FONDOS A FA-121 |
| 18 | 1 | 3 | SALIDA DE HC. LIQUIDA A FA-121 |
| 20 | 1 | 10 | QW RETORNO DE EA-113 |
| 22 | 1 | 14 | QW RETORNO DE EA-112 |
| 31 | 1 | 4 | DRENE |
| 35 | 1 | 2 | CONEXION PARA SERVICIOS |
| 40 | 3 | 1 1/2 | INDICADOR DE TEMPERATURA |
| 44 | 2 | 1 1/2 | MANOMETRO DE VIDRIO |
| 45 | 2 | 2 | MANOMETRO DE VIDRIO |

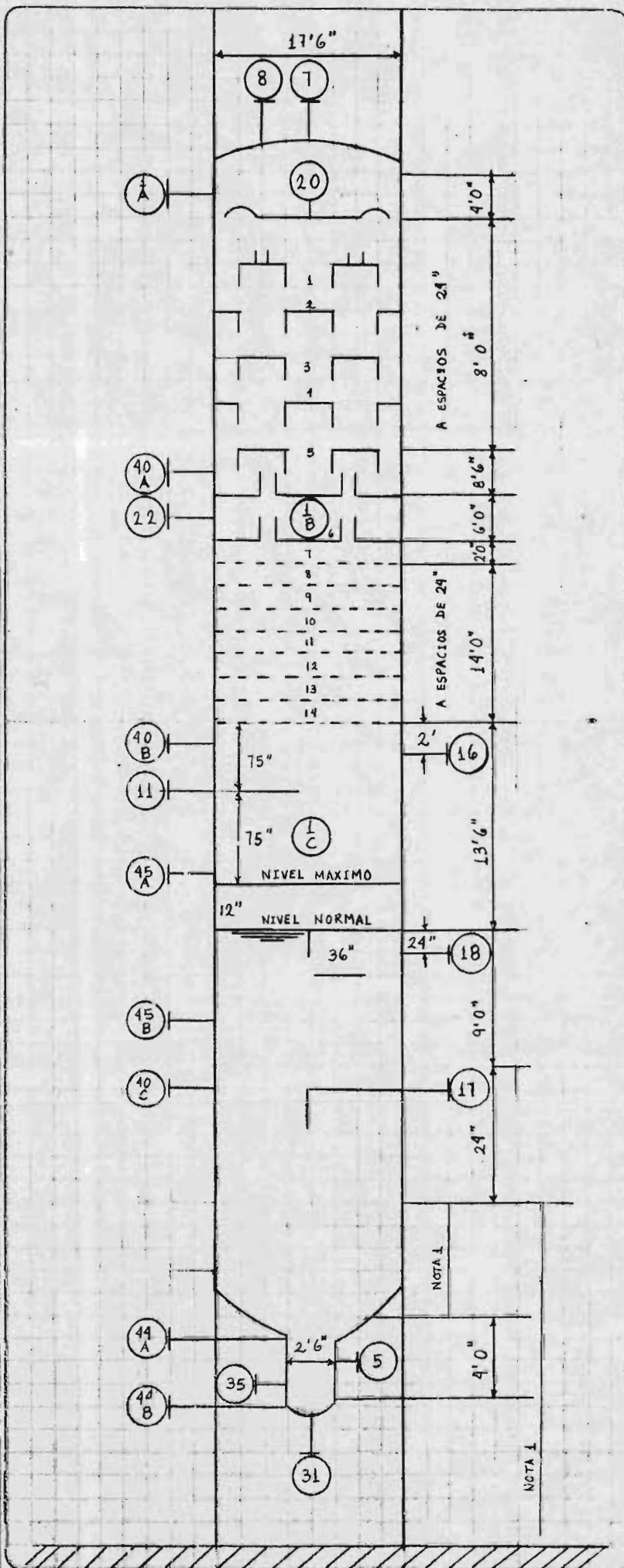
NOTAS:

- Muestra los niveles de operación de líquido y todas las conexiones críticas.
- Todas las presiones son manométricas a menos que se especifique lo contrario.
- Indica densidad relativa de líquidos a la temperatura de operación.

TESIS UNAM

HOJAS DE DATOS PARA TORRES

FIGURA 4.4



res, a manera de ilustración.

IV.2.5

Diagramas de Tubería e Instrumentación.

En esta sección, el objetivo inicial será establecer las características más importantes que debe tener un DTI en general, y posteriormente se hará un breve estudio de las características adicionales que debe reunir un DTI de Servicios Auxiliares, para establecer las bases necesarias para la elaboración del mismo.

I. Características Generales de un DTI.

Este documento (figura 4.9), se elabora en base al Diagrama de Flujo de Proceso (Figura 5.1, Capítulo V), debe reunir las siguientes características.

1. Debe representar todos los equipos.
2. Debe mostrar claramente todas las tuberías, tanto de proceso, como de Servicios Auxiliares, así como todas las válvulas y accesorios de tubería.
3. Deben aparecer todos los instrumentos.

I. Representación del equipo.

La simbología y nomenclatura que se utiliza varía - para cada Compañía de Ingeniería. Básicamente se - utiliza la presentada en la figura 4.1.

II. Representación de Tuberías.

Las tuberías deben identificarse de acuerdo con una clave que indique el diámetro, servicio, serie de - numeración a la que pertenece, número progresivo y finalmente, especificación de la tubería (8" P521A2A).

1. Servicio de la Tubería. Se especifica por medio de literales. La nomenclatura utilizada depende de - las necesidades particulares y está expuesta a muchos cambios. A manera de ilustración, puede con siderarse la de la Tabla 4.6 .
2. Especificación de la Tubería. Se representa por me dio de números y letras, en el ejemplo A2A, A in dica el rango de presión en las bridas, el número "2", indica el servicio, cédula y empa que, y la últi ma literal A, indica el material de la tubería que se elige de acuerdo con las especificaciones del -

TABLA 4.6

NOMENCLATURA QUE SE UTILIZA PARA LINEAS DE ACUERDO CON EL SERVICIO.

| <u>TIPO DE SERVICIO</u> | <u>NOMENCLATURA</u> |
|---------------------------------|---------------------|
| Línea de Proceso | P |
| Agua Acida | AA |
| Agua de Servicio | AD |
| Agua de Enfriamiento | AE |
| Aire de Instrumentos | AI |
| Aceite de Lubricación | AL |
| Aire de Planta | AP |
| Retorno de Agua de Enfriamiento | AR |
| Aceite de Sello | AS |
| Agua Tratada | AT |
| Agua contra Incendio | AW |
| Agua de Proceso | AF |
| Condensado Contaminado | CC |
| Condensador Limpio | CL |
| Combustóleo | CO |
| Desfogue de Alta Presión | DA |
| Desfogue de Baja Presión | DB |
| Desfogue Acido | DC |

... TABLA 4.6

| <u>TIPO DE SERVICIO</u> | <u>NOMENCLATURA</u> |
|-------------------------|---------------------|
| Drenaje Aceitoso | DD |
| Drenaje Sanitario | DE |
| Drenaje Pluvial | DP |
| Drenaje Químico | DQ |
| Gas Combustible | GC |
| Gas Inerte | GI |
| Vapor de Alta Presión | VA |
| Vapor de Baja Presión | VB |
| Vapor de Media Presión | VM |

ANSI y del ASME.

3. Numeración de las Líneas. Puede efectuarse de una manera arbitraria; sin embargo, se recomienda tener en cuenta las siguientes reglas fundamentales:
 - a. Los cabezales pueden conservar el mismo número a lo largo de toda su trayectoria.
 - b. Los ramales que llegan a un cabezal, tienen número independiente de éste, y se derivará de la línea donde se origine.
 - c. Los ramales que salen de un cabezal deben tener número derivado del de éste, seguido por un guión y un número consecutivo.
 - d. En subcabezales, el número asignado será independiente del cabezal.
 - e. En líneas que se dividen al entrar a algún equipo, se asignará el mismo número a una de las líneas resultantes y un número independiente a la otra.
 - f. Cuando hay cambio de especificaciones o diámetro, se conserva la misma numeración.

g. Los drenes de los equipos no se numeran, debe aparecer únicamente el diámetro. En ocasiones se reporta también la especificación.

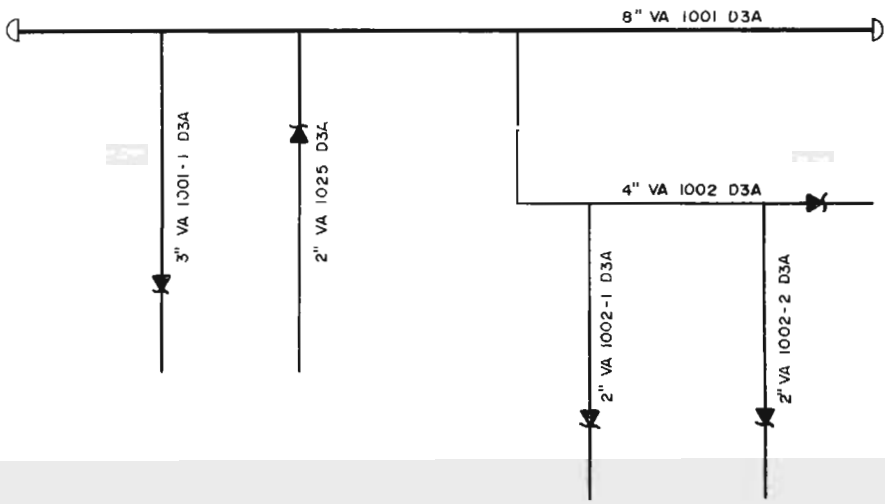
h. Las líneas de llegada a válvulas de seguridad, deben tener número independiente si se originan en un equipo, y número derivado, si se originan en una línea.

Lo anteriormente expuesto, se ejemplifica en las figuras 4.5 y 4.6.

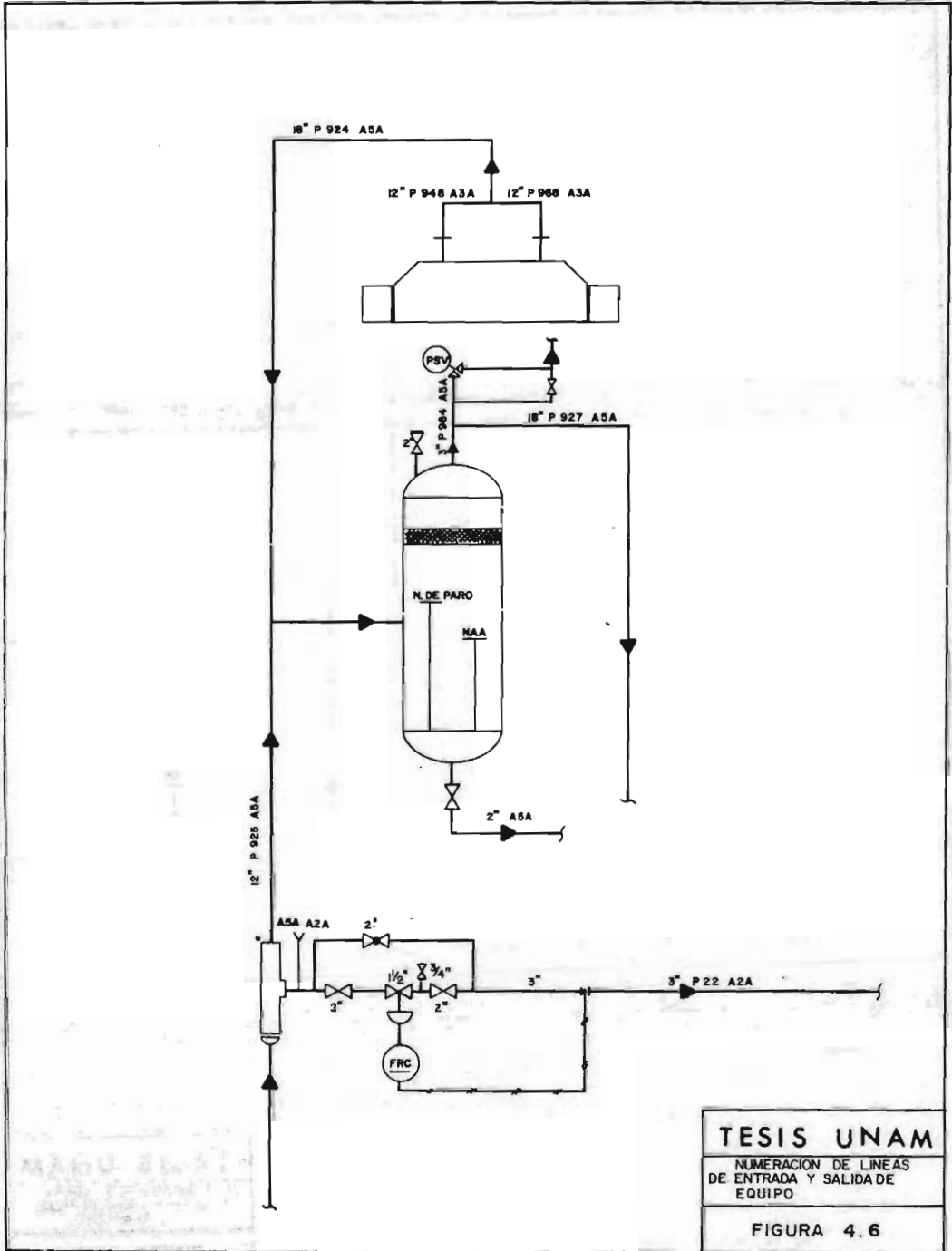
III. Representación de Válvulas y Accesorios.

Los símbolos más utilizados son los del American Standards Institute, según norma ANSI 232.23. En ocasiones, se modifican estos símbolos dependiendo de cada contrato en particular y cada firma de Ingeniería. Se acostumbra detallar todos los símbolos que van a utilizarse durante la elaboración de una serie de planos, en el Diagrama de Simbología y Rutas Generales con objeto de tener uniformidad en ellos.






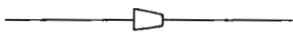

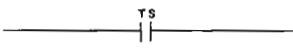










En la figura 4.7, se representan algunos de los -



| |
|--|
| TESIS UNAM |
| NUMERACION DE LINEAS (CABEZALES, SUBCABEZALES Y RAMALES) |
| FIGURA 4.5 |



| |
|--|
| TESIS UNAM |
| NUMERACION DE LINEAS DE ENTRADA Y SALIDA DE EQUIPO |
| FIGURA 4.6 |

| | |
|---|-----------------------------------|
|  | LINEA PRINCIPAL |
|  | LINEA AUXILIAR |
|  | TAPON ROSCADO |
|  | TAPON BRIDADO |
|  | FIGURA OCHO |
|  | REDUCCION CONCENTRICA |
|  | REDUCCION EXCENTRICA |
|  | FILTRO TEMPORAL |
|  | FILTRO TIPO "Y" |
|  | CONTINUACION A OTRO DIAGRAMA |
|  | ENTRADA A DIAGRAMA Ó SALIDA DE EL |
|  | VALVULA CHECK |
|  | VALVULA DE COMPUERTA |
|  | VALVULA DE GLOBO |
|  | VALVULA DE CONTROL |
|  | VALVULA DE BOLA |
|  | VALVULA MACHO DE 1 VIA |
|  | VALVULA DE AGUJA |

| |
|---|
| TESIS UNAM |
| REPRESENTACION DE LINEAS, VALVULAS Y ACCESORIOS. |
| FIGURA 4.7 |

símbolos que aparecen en este documento.

IV. Representación de Instrumentos.

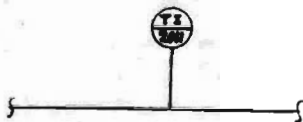
En cuanto a los instrumentos, la simbología utilizada comúnmente, es la establecida por la Instrument Society of America. En la figura 4.8 , se presentan algunos de estos símbolos.

En lo que respecta a la nomenclatura utilizada, es una modificación de la establecida por la ISA y se representa en la tabla 4.7.

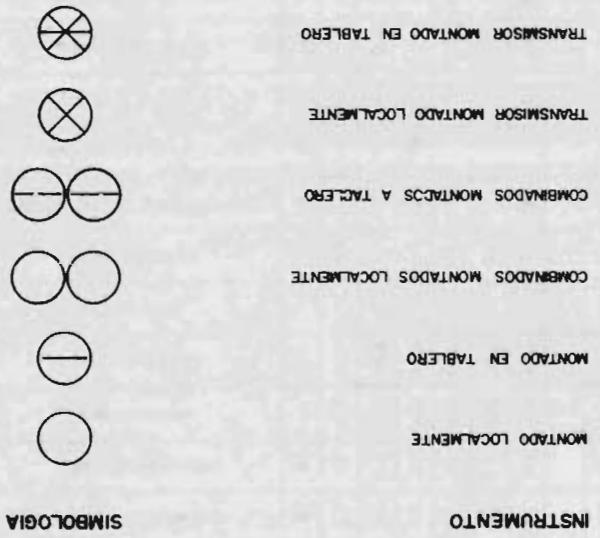
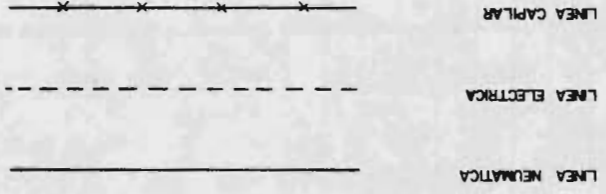
Para representar un instrumento se acostumbra:

1. Representar el instrumento por medio de círculos de 1 cm. de diámetro en los cuales se escribe la clase del instrumento y un número progresivo.
2. Indicar si es montado a tablero, montado localmente o combinado, de acuerdo con la simbología de la figura 4.12.

Ejemplo. Considérese la representación siguiente:



REPRESENTACION DE LINEAS DE INSTRUMENTOS



SEGUNDA Y TERCERA LETRA

| VARIABLE DE PROCESO O ACTUACION | PRIMERA LETRA | C O N T R O L | | | | | | M E D I C I O N | | | A L A R M A S | | E L E M E N T O S P R I M A R I O S | P O Z O S | M I R I L L A S D E V I D R I O |
|--|---------------|---------------------------|-------------------------|-------------|----------|------------------------------|-----------------------|-----------------|-------------|---------------|---------------|----------------|--|-----------|------------------------------------|
| | | REGISTRADOR - CONTROLADOR | INDICADOR - CONTROLADOR | CONTROLADOR | VALVULAS | VALVULAS CON ACTUADOR PROPIO | VALVULAS DE SEGURIDAD | REGISTRADORES | INDICADORES | REGISTRADORES | INDICADORES | NO INDICADORES | | | |
| | | RC | IC | C | CV | V | SV | R | I | RA | IA | A | E | W | G |
| FLUJO | F | FRC | FIC | | | FV | | FR | FI | FRA | FIA | FA | FE | | FG |
| NIVEL | L | LRC | LIC | LC | LCV | LV | | LR | LI | LRA | LIA | LA | LE | | LG |
| PRESION | P | PRC | PIC | PC | PCV | PV | PSV | PR | PI | PRA | PIA | PA | PE | | |
| VELOCIDAD | S | SRC | SIC | SC | SCV | | SSV | SR | SI | SRA | SIA | SA | | | |
| PESO | W | WRC | WIC | | | | | WR | WI | WRA | WIA | | WE | | |
| ANALISIS | A | ARC | AIC | AC | ACV | | ASV | AR | AI | ARA | AIA | AA | AE | | |
| MANUAL | H | | HIC | HC | HCV | | | | | | | | | | |
| TEMPERATURA | T | TRC | TIC | TC | TCV | TV | TSV | TR | TI | TRA | TIA | TA | TE | TW | |
| ESPECIAL | X | XRC | XIC | XC | XCV | | XSV | XR | XI | XRA | XIA | XA | XE | | |

TABLA 4.7 NOMENCLATURA UTILIZADA PARA LOS INSTRUMENTOS

De acuerdo con lo anteriormente expuesto, se trata de un indicador de temperatura montado a tablero, de la serie 2 000 y número progresivo 11.

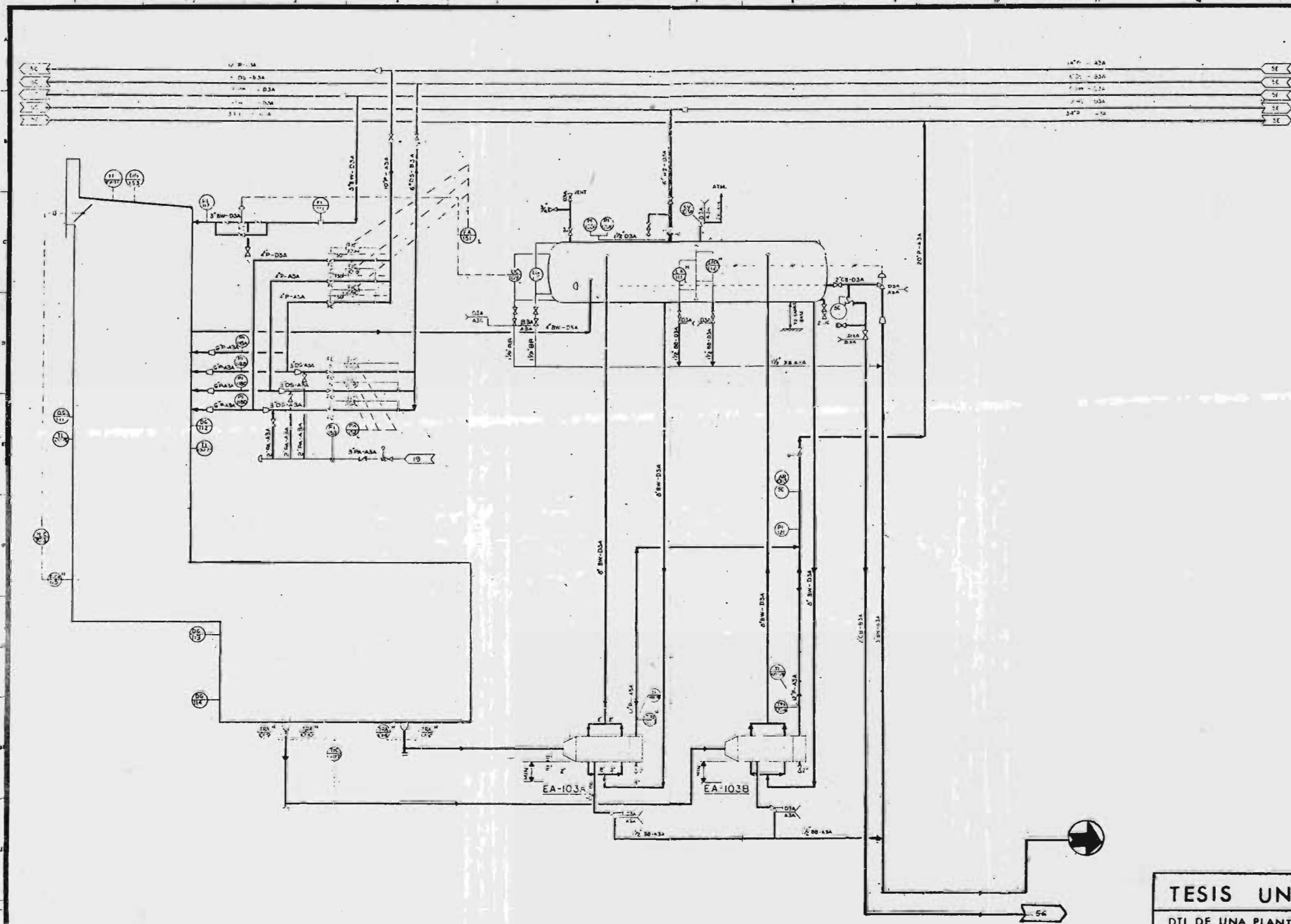
La elaboración del DTI, es muy compleja y deben tenerse en cuenta muchos otros criterios, además de los expuestos anteriormente. En la figura 4.9, se presenta en ejemplo de un DTI.

IV.2.5.2

Diagramas de Tubería e Instrumentación de Servicios Auxiliares.

En estos diagramas, no se representan las líneas de proceso, y tienen como finalidad mostrar de una manera detallada la distribución del servicio o servicios en una planta de proceso, indicando diámetros de tubería, especificaciones de la misma y calidad del aislamiento en caso que sea necesario.

Se elaboran en base al Diagrama de Balance de Servicios Auxiliares, al Diagrama de Flujo de Proceso, al Plano de Localización General de Equipo y a las Hojas de Datos de Equipo.



TESIS UNAM
 DTI DE UNA PLANTA DE ETILENO
FIGURA 4.9

La disposición del equipo se muestra en forma secuencial. Las dimensiones no son a escala y únicamente se representa el equipo al que llega el servicio y algunos equipos que se utilizan como referencia.

En el caso de procesos sencillos, se representa toda la información en un solo Diagrama, no obstante, para procesos muy complicados, se acostumbra elaborar 5 documentos en los que se muestra separadamente cada uno de los siguientes servicios:

1. Vapor y condensado.
2. Agua de enfriamiento y retorno de agua de enfriamiento.
3. Gas combustible.
4. Inertes, aire de instrumentos y aire de planta.
5. Productos químicos.

Se deben mostrar todos los detalles de tubería y equipos relacionados con los servicios de la planta, incluyendo, algunos que no se detallan en el DTI de Proceso, como - pueden ser válvulas y conexiones a quemadores, etc. Se

debe mostrar claramente la disposición del cabezal principal, sus reducciones, subcabezales y ramales.

Estaciones de Servicio.

Además de las líneas necesarias para cumplir con los requerimientos establecidos en el Diagrama de Balance de Servicios Auxiliares, deben colocarse estaciones de servicio en el primer nivel, separadas 15 metros una de otra.

Esto se hace con objeto de proporcionar el servicio necesario en caso de limpieza y mantenimiento del equipo.

Las estaciones de servicio son puntos en los cuales puede conectarse una manguera, y disponer del agua, de vapor o cualquier otro servicio abriendo simplemente una válvula de compuerta.

Para equipos muy altos y con varias plataformas, se establece por norma que deben colocarse estaciones de servicio para todos los niveles. Este tipo de normas, son establecidas por PEMEX y pueden resumirse en las siguientes:

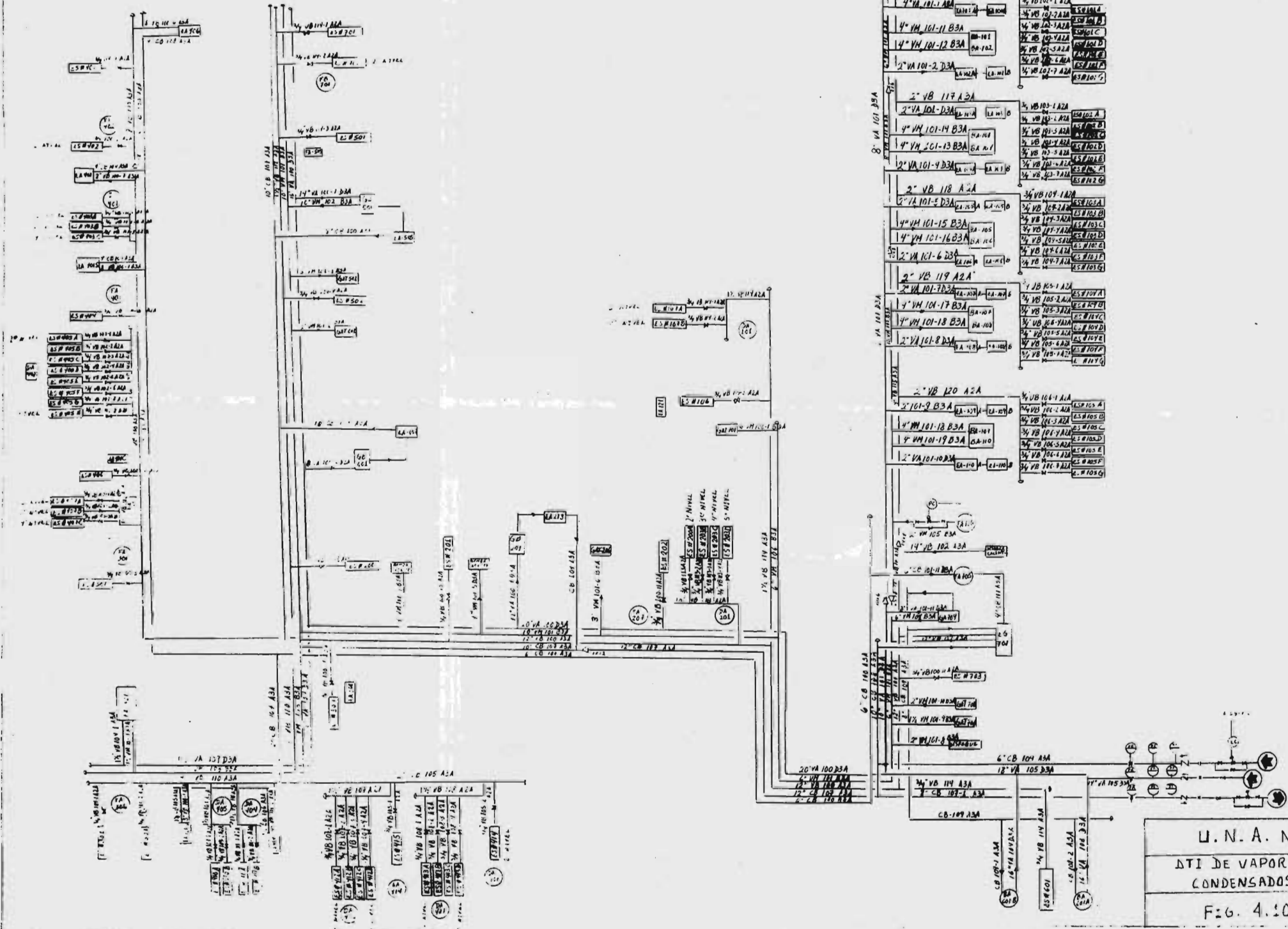
1. Para torres, deben colocarse estaciones de servicio de agua, vapor, inerte y aire, en el primero y segundo

do nivel; y del tercero en adelante, únicamente de vapor, inerte y aire.

2. Para cambiadores y rehervidores elevados, que no estén dentro de una estructura general (es decir, que están aislados), se requiere una estación de servicio cuando el servicio que maneja el cambiador es sucio.
3. Para hornos y calentadores a fuego directo, debe instalarse una estación de servicio de agua, vapor, inerte y aire por cada 7 metros. Se instala una estación de servicio de Nitrógeno, únicamente en el primer nivel.

En base a todos los criterios establecidos, en este capítulo, se procede a elaborar el DTI que aparece en la figura 4.10.

En el apartado siguiente, se discutirá el método que fue utilizado en este trabajo para dimensionar y simular el sistema de distribución de vapor de una Planta de Etileno, mediante Computadora Digital (Burrough 6760).



U. N. A. M.
DTI DE VAPOR Y
CONDENSADOS
FIG. 4.10

61/2

IV.3

Planteamiento del Método de Dimensionamiento y Simulación del Sistema por Computadora.

Introducción.

Actualmente, el diseño de los sistemas de distribución de vapor para una planta química o refinería, se ha incrementado en complejidad y en capacidad. Los planos que reflejan estos sistemas de distribución para un proyecto, lo constituyen los Diagramas de Tubería e Instrumentación que, para estos servicios requieren de varias semanas en su diseño, que involucra el cálculo de diámetros en base a una serie de datos como son gastos, condiciones de presión y temperatura, etc. Usualmente estos sistemas de distribución son sistemas cerrados y en si forman una red compleja.

Debido a la naturaleza repetitiva de los cálculos en este diseño, se hace necesario el uso de un modelo matemático implementado en un programa de computadora, con la ventaja adicional de poder, en un paso dado, simular un sistema ya definido.

El modelo planteado en este trabajo, tiene por objeto -

analizar los sistemas de distribución en forma de redes; tomando como parámetros del modelo: el diámetro de la tubería, las caídas de presión en válvulas, para un flujo másico y presiones dadas.

La aplicación de este modelo está dirigida a la resolución y simulación de redes de gran magnitud como es el caso de Complejos Petroquímicos o Refinerías y también a servir como punto de partida para optimizar un determinado sistema de distribución de servicios.

El programa de resolución por computadora ha sido diseñado en forma modular con el fin de darle mayor flexibilidad. De los dos módulos que lo constituyen el más importante desde el punto de vista de resolución es el número dos.

En el desarrollo de un problema, la secuencia de resolución es la siguiente:

| | Descripción |
|------------|---|
| Módulo Uno | Cálculos de diámetros recomendables como primera aproximación |
| Módulo Dos | Modelo Matemático de Resolución General de Redes |

El estudio de cada uno de estos módulos se da a continua
ción:

IV.3.1.

Cálculo Preliminar de Diámetros Recomendables.

En este módulo se utiliza el término de "nodo", para designar los sitios donde el flujo entra o sale del sistema, donde hay cambios de presión o en aquellos lugares en los que el flujo se distribuye en varias corrientes. Este concepto se utilizará también en el Módulo Dos.

La información que se necesita en este módulo, es la siguiente:

Clave del nodo (I,J) Se indican los subíndices I,J los cuales se obtienen a partir de una numeración de nodos. Se eligen de tal manera que la presión en I, $P(I)$, sea mayor que la de J, $P(J)$.

Condición del Vapor (CON) Su valor puede ser:

- 0 para vapor saturado.
- 1 para vapor sobrecalentado (alta presión).
- 2 para vapor sobrecalentado (media presión).

Gasto Másico (W)

Es el flujo en masa que se es
pera tener del nodo I, al no-
do J.

Identificación de Líneas

Succión a Turbinas (TUR)

Indica si la línea es de suc-
ción a turbinas con el objeto
de considerar otros criterios
de velocidad y caída de pre-
sión.

Variable que Define el

Tipo de Línea (CAB)

CAB puede tener dos valores:

0 Cuando se trata de un tra-
mo corto, cuya longitud -
sea menor de 100 ft.

1 Cuando la línea en conside-
ración forme parte del ca-
bezal principal.

Variable que Controla el

Número de Datos (ND)

ND tiene valores de 0 y 1, in-
dicando que ya no hay más da-

tos, o que faltan de leer algunos juegos.

Condiciones de Presión

y Temperatura (R, T)

Condiciones promedio del vapor, donde R es la presión en PSIG y T es la temperatura en °F.

Identificación de la

Línea (ARNAME)

Indica el equipo del cual procede la línea, o a cual llega ésta.

Longitud Equivalente

Total (LB)

Involucra la longitud recta y la longitud equivalente de accesorios.

El diagrama de flujo del Módulo Uno, se encuentra detallado en la figura 4.11. El proceso es sencillo y se inicia con la lectura de los datos (I, J, W, LB, R, T, CON, ND, CAB, ARNAME).

A continuación, se supone un diámetro tentativo de 10",

que posteriormente se corrige con base en los criterios de velocidad y caída de presión antes mencionados. El diámetro obtenido se compara con los diámetros internos de tuberías comerciales, de acuerdo con la especificación correspondiente.

Finalmente, se escriben los resultados y se prepara la información necesaria para el Módulo II.

IV.3.2.1

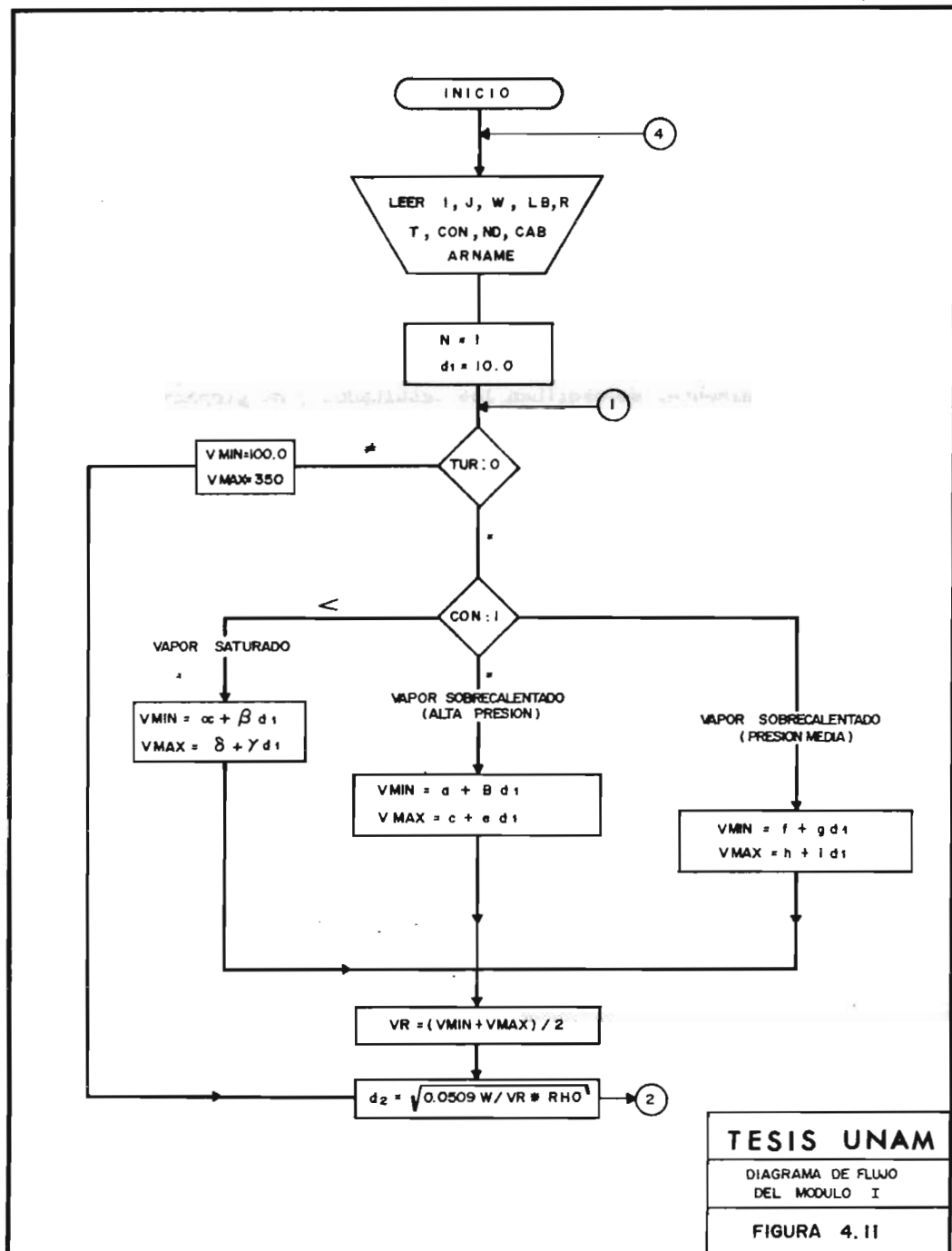
Módulo Dos. Modelo Matemático de Resolución de Redes.

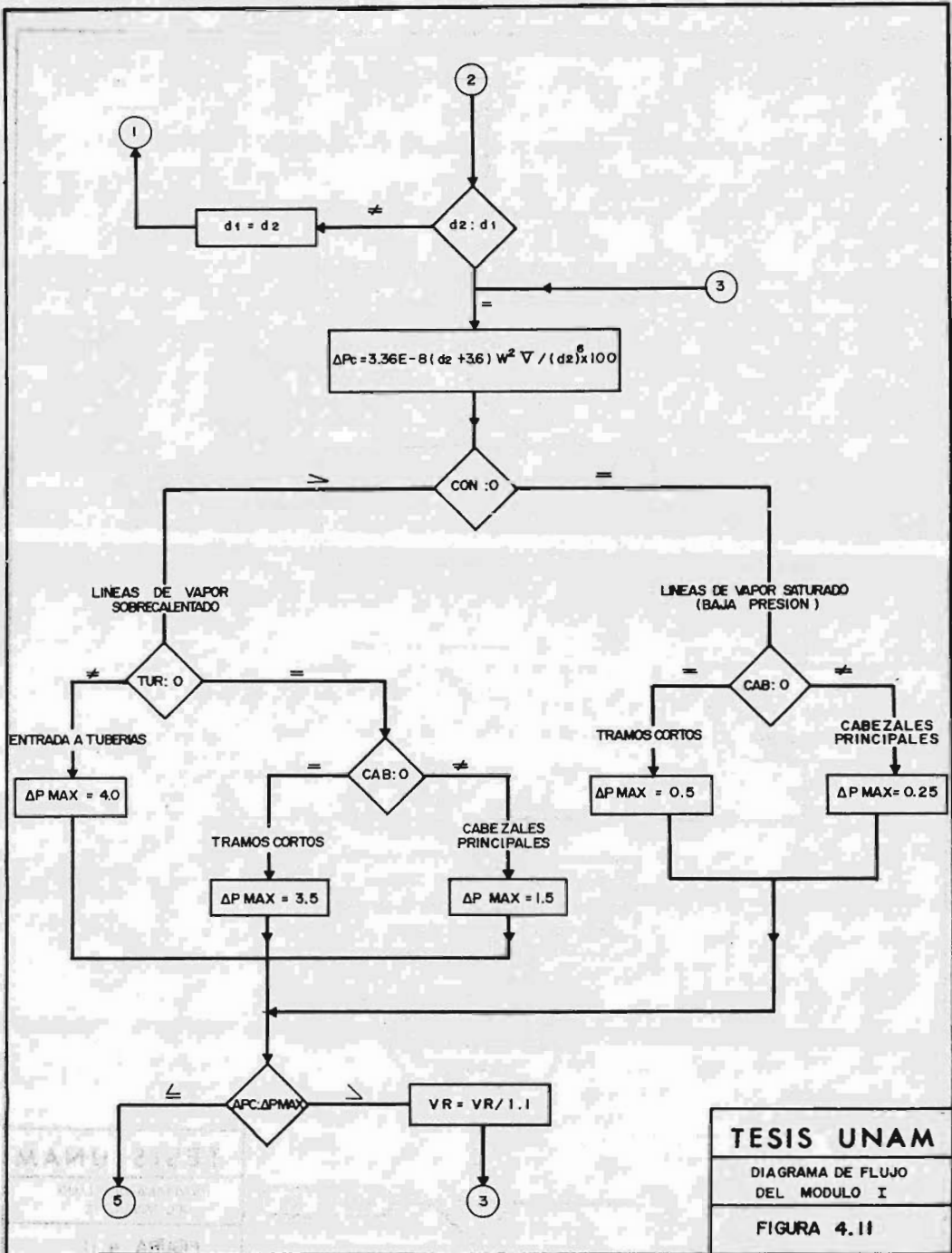
En este módulo, se simulan las condiciones de gasto y presión en cada uno de los nodos, así como las condiciones a que estarán sometidas las turbinas.

El modelo hace uso de dos términos fundamentales:

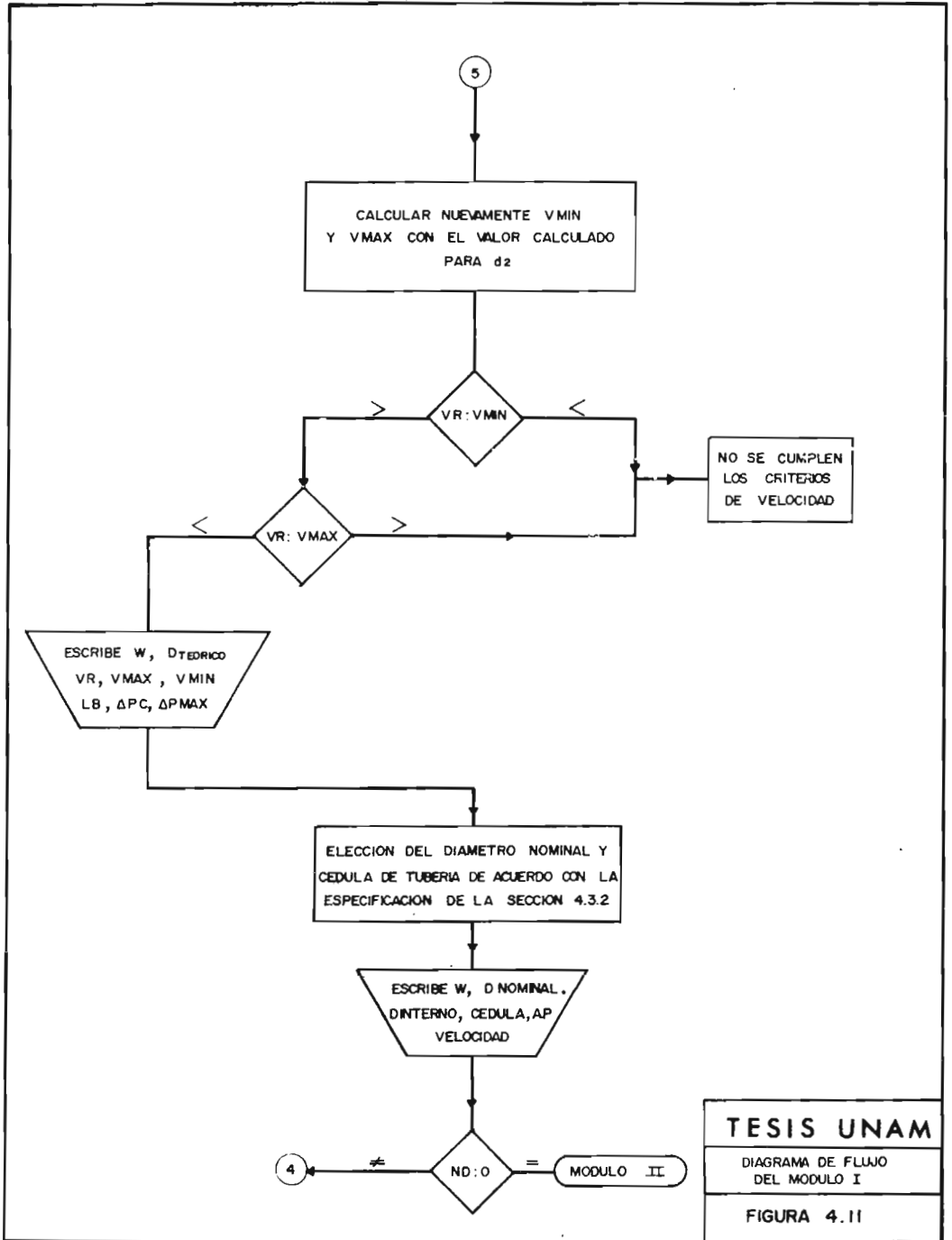
a) nodos, b) elementos que conectan nodos.

El primer término ya fue definido en el módulo uno, y el segundo puede definirse como todos aquellos elementos que se incluyen en un sistema de tuberías, que puede ser: bombas, compresores, válvulas, la tubería misma, etc.





TESIS UNAM
 DIAGRAMA DE FLUJO
 DEL MODULO I
FIGURA 4.11



TESIS UNAM
 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODULO I
 FIGURA 4.11

En lo que se refiere a los subíndices, se utilizará (i, j), cuando se quiere denotar "del nodo i al nodo j".

Al flujo se le puede asignar signo positivo o negativo, de acuerdo con lo siguiente:

Q_{ij} es negativo cuando $[P_i - P_j] / [1P_i - P_{j1}]$ sea negativo.

El modelo se basa en considerar un sistema con N nodos y NC conectores de nodos. Por lo tanto, la ecuación de continuidad para todos los nodos puede expresarse como:

$$F_j = \sum_{i=1}^N S_{ij}Q_{ij} + q_{Nj} = 0 \quad j = 1, \dots, N \quad (4.5)$$

Esto significa que en condiciones de régimen permanente, la suma de los flujos que van del nodo i al nodo j, para todos los nodos i, unidos a j, más el gasto q_{Nj} , que se alimenta o extrae en ese nodo, debe ser cero.

F_j representa el **desbalance** de flujo. Su valor, por la ecuación de continuidad, debe ser cero.

S_{ij} es una variable que indica el sentido del flujo.

Es positiva si el flujo va del nodo i al nodo j; y negativ

va en caso contrario.

Debe notarse que el término $\sum_{i=1}^N S_{ij}Q_{ij}$ es una función de la diferencia de presión que se establezca entre los nodos i y j , mientras que q_{Nj} , representa únicamente las variaciones que experimenta el sistema cuando se extrae o alimenta una cantidad determinada de fluido en el nodo j .

Para resolver el sistema anterior, se dispone de relaciones de la forma:

$$Q_{ij} = I_{ij} f(\Delta P) \quad (4.6)$$

Cuando el conector es un tramo de tubería, la expresión usada tiene la forma siguiente:

$$Q_{ij} = S_{ij} E_{ij} (P_j - P_i)^n \quad (4.7)$$

Donde el exponente n varía de acuerdo a la fórmula que se este utilizando y E_{ij} es una función de la longitud, diámetro y eficiencia de la tubería.

Para una turbina:

$$Q_{ij} = \frac{B_{ij} H P_{ij}}{\phi (P_i, P_j, T_i, T_j)} \quad (4.8)$$

B_{ij} es función de las características y la eficiencia de la turbina. H_{Pij} son los caballos de las presiones y temperatura de entrada y salida.

Para el caso de una válvula:

$$Q_{ij} = K_{ij} \sqrt{P_i - P_j} \quad P_i > P_j \quad (4.9)$$

$$Q_{ij} = -K_{ij} \sqrt{P_j - P_i} \quad P_j > P_i \quad (4.10)$$

$$0.715 \leq \frac{P_i}{P_j} \leq 1.40 \quad \text{Flujo subsónico}$$

O también:

$$Q_{ij} = K_{ij} \sqrt{(P_i - P_j) P_i} \quad P_i > P_j \quad (4.11)$$

$$Q_{ij} = -K_{ij} \sqrt{(P_j - P_i) P_j} \quad P_j > P_i \quad (4.12)$$

$$0.715 \geq \frac{P_i}{P_j} \geq 1.40 \quad \text{Para flujo sónico}$$

Donde K_{ij} es una constante que es función del área de la válvula, de las pérdidas por fricción a través de la válvula, etc.

Cuando se especifican las condiciones de entrada y salida, esta expresión significaría un regulador de presión.

La sustitución de las Q_{ij} en la ecuación de continuidad para el nodo j , por su valor en términos de la presión, dará como resultado un sistema de ecuaciones que relacionan presión en los nodos, flujo en los nodos y características de los elementos conectores.

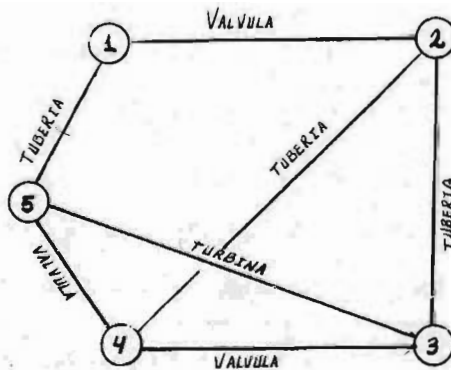
Por lo tanto, resultaría un sistema de N nodos y N_C elementos conectores, con un número de variables igual a $2N + N_C$. Esto se debe a que hay una presión P_j y un flujo neto q_{Nj} de alimentación o extracción en el nodo j .

Además hay un parámetro variable para los conectores que puede ser: H_{Pij} , E_{ij} o K_{ij} .

Se disponen de N ecuaciones (una para cada nodo), por lo tanto, el sistema puede ser resuelto para N incógnitas.

Puesto que $N-1$ de las ecuaciones son independientes en q_{Nj} , es necesario dar como dato al menos, un flujo en un nodo. Así también, se necesita conocer al menos una presión que se utiliza como referencia para resolver el sistema de ecuaciones.

Consideremos el siguiente sistema que consta de 5 nodos y 7 conectores:



Los conectores que se tienen son:

- Tubería para los nodos 1-5, 2-3 y 2-4.
- Válvulas para los conectores 3-4, 5-4 y 1-2.
- Turbinas entre los nodos 3-5.

El nodo 3 representa una caldera, y los nodos 1 y 5 representan puntos de extracción o alimentación.

Estableciendo la ecuación de continuidad para todos los nodos, se tiene:

$$F_1 = Q_{2-1} + Q_{5-1} + q_{N1} = 0 \quad (4.13)$$

Donde F_1 representa el desbalance que puede haber en el nodo.

q_{N1} representa alimentación o extracción de fluido en el nodo 1. En este caso, q_{N1} es negativo por convención.

Q_{2-1} representa el flujo de 2 a 1, y es positivo para el caso de que el sentido del flujo sea en esa dirección, y negativo si el flujo, después del proceso, resulta ser de 2 a 1.

Q_{5-1} Es el flujo de 5 a 1, provocado por la diferencia de presiones entre el nodo 5 y el 1. La convención es similar a la del caso anterior.

De la misma manera para los demás nodos:

$$F_2 = Q_{4-2} + Q_{3-2} + Q_{1-2} + q_{N2} = 0 \quad (4.14)$$

$q_{N2} = 0$ (Puesto que no hay alimentación ni extracción en el nodo 2).

$$F_3 = Q_{2-3} + Q_{5-3} + Q_{4-3} + q_{N3} = 0 \quad (4.15)$$

$$F_4 = Q_{2-4} + Q_{5-4} + Q_{3-4} + q_{N4} = 0 \quad (4.16)$$

$$qN4 = 0$$

$$F5 = Q_{15} + Q_{3-5} + Q_{4-5} + qN5 = 0 \quad (4.17)$$

Aplicando las ecuaciones apropiadas que relacionan Q_{ij} con P_i y P_j , para todos los conectores, resultan:

$$F1 = S_{21} K_{21} \sqrt{1P_2 - P_{11} P_2} + S_{51} E_{51} (1P_5 - P_{11})^n + qN1 = 0 \quad (4.18)$$

$$F2 = S_{42} E_{42} (1P_4 - P_{21})^n + S_{32} E_{32} (1P_3 - P_{21})^n + S_{12} K_{12} \sqrt{1P_2 - P_{11} P_2} = 0 \quad (4.19)$$

$$F3 = S_{23} E_{23} (1P_2 - P_{31})^n + S_{53} B_{53} \frac{HP_{53}}{\emptyset (P_i, P_j, T_i, T_j)} + S_{43} K_{43} \sqrt{1P_4 - P_{31} P_4} + qN3 = 0 \quad (4.20)$$

$$F4 = S_{24} E_{24} (1P_2 - P_{41})^n + S_{54} K_{54} \sqrt{1P_5 - P_{41} P_5} + S_{34} E_{34} \sqrt{1P_4 - P_{31} P_4} = 0 \quad (4.21)$$

$$F5 = S_{15} E_{15} (1P_1 - P_{51})^n + S_{35} B_{35} \frac{HP}{\emptyset (P_i, P_j, T_i, T_j)} + S_{45} K_{45} \sqrt{1P_4 - P_{51} P_4} + qN5 = 0 \quad (4.22)$$

En estas expresiones se supone que $P_2 \supset P_1$ y $P_4 \supset P_3$ y flujo subsónico como la aproximación. Sin embargo, si esta suposición no es correcta (para el caso en que se

desconozcan las presiones), el método de convergencia debe estar adaptado de tal manera, que pueda haber flexibilidad en el uso de una expresión adecuada a cada caso.

Obsérvese también que $S_{ij} = -S_{ji}$ y que

$$K_{21} = K_{12} \quad (4.22A)$$

$$E_{23} = E_{32} \quad (4.22B)$$

$$E_{42} = E_{24} \quad (4.22C)$$

Es decir, las variables dependientes de la naturaleza de los correctores tienen siempre el mismo valor, no importando en que dirección se este considerando el flujo.

En el sistema anterior se tienen $2N + NC$ variables, es decir, $2 \times 5 + 7 = 17$ variables.

Para resolver el sistema debemos conocer $N + NC$ cualesquiera de estas variables, en total, 12 variables.

Puesto que solo $N-1$ de las ecuaciones son linealmente dependientes en q_N , al menos un valor de ésta debe conocerse. Lo mismo se puede decir para P_i .

Es importante hacer notar el caso que se tendría cuando todos los gastos y presiones en los nodos fueran conocidos. Este sería el caso I.

| Variables Conocidas | Variables Desconocidas |
|----------------------------------|------------------------|
| qN2 = 0 | E15 |
| qN4 = 0 | K34 |
| qN1 (extracción en el nodo 1) | E24 K45 |
| qN3 (de la caldera) | HP53 |
| qN5 (extracción en el nodo 5) | Q2-4 |
| P1 | Q 4-5 |
| P3 | Q 3-4 |
| P5 | Q 3-5 |
| P2 | Q 1-5 |
| P4 | Q 1-2 |
| E23 | Q 2-3 |
| K12 | |

Resolviendo el sistema de ecuaciones simultáneas, podemos encontrar el valor de 5 incógnitas, que son E15, - K34, K45, E24, HP 5-3.

Las otras 7 incógnitas se resuelven planteando por separado la ecuación que relaciona el flujo con la presión a la entrada y salida del nodo, por ejemplo, para el ca

so de la válvula que esta entre 3 y 4, se tiene:

$$Q_{43} = S_{43} K_{43} \sqrt{P_4 - P_3} \quad \text{Si } P_4 \geq P_3 \quad (4.23)$$

6

$$Q_{3-4} = S_{34} K_{34} \sqrt{P_3 - P_4} \quad \text{Si } P_3 \geq P_4 \quad (4.24)$$

Nótese que este es el único caso en que se tendría un sistema de ecuaciones lineales, puesto que se conocen las presiones de los nodos en las ecuaciones correspondientes se tendría:

$$F_1 = S_{21} K_{21} (A(P)_{21}) + S_{51} E_{51} (D(P)_{51}) + q_{N1} = 0 \quad (4.25)$$

$$F_2 = S_{42} E_{42} (C(P)_{42}) + S_{32} E_{32} (D(P)_{32}) + S_{12} K_{12} (A(P)_{12}) = 0 \quad (4.26)$$

$$F_3 = S_{23} E_{23} (D(P)_{23}) + S_{53} B_{53} (E(P)_{53}) + S_{43} K_{43} (F(P)_{43}) = 0 \quad (4.27)$$

$$F_4 = S_{24} E_{24} (C(P)_{24}) + S_{54} K_{54} (G(P)_{54}) + S_{34} E_{34} (F(P)_{34}) = 0 \quad (4.28)$$

$$F_5 = S_{15} E_{15} (B(P)_{15}) + S_{35} B_{35} (E(P)_{35}) + S_{45} K_{45} (G(P)_{45}) + q_{N5} = 0 \quad (4.29)$$

Donde $K(P)_{ij} = K(P)_{ji}$

y $A(P)_{21}, (P)_{51}, C(P)_{42}, D(P)_{32}, E(P)_{53},$
 $F(P)_{34}$ y $G(P)_{45},$

Son valores numéricos que resultan de sustituir el valor conocido de la presión en los nodos.

Puede observarse que las incógnitas $E_{15}, E_{24}, K_{34}, K_{45},$ H_{P53} , aparecen elevadas en la primera potencia; por lo tanto tenemos un sistema de ecuaciones simultáneas lineales que pueden resolverse directamente por el método de eliminación de Gauss, y no es necesario aplicar el método de Newton - Raphson puesto que para este caso la solución es directa.

CASO II

Sin embargo, puede presentarse que entre las incógnitas se cuenten, por ejemplo, $N-1$ de las presiones en los nodos, entonces, el sistema se complica un poco más:

Variables Conocidas

$$q_{N2} = 0$$

$$q_{N4} = 0$$

Variables Desconocidas

P_1

P_2

Variables Conocidas

Variables Desconocidas

| | |
|------|------|
| qN1 | P3 |
| qN3 | P4 |
| K45 | qN5 |
| E23 | q1-2 |
| K12 | q2-3 |
| E15 | q2-4 |
| K34 | q4-5 |
| P5 | q3-4 |
| E24 | q3-5 |
| HP53 | q1-5 |

El sistema resultante de ecuaciones simultáneas sería no lineal con respecto a las incógnitas, como puede observarse en las ecuaciones anteriormente establecidas para todos los nodos.

Si se desea resolver el sistema para P1, P2, P3, P4, y qN5, se debe suponer un valor inicial para las incógnitas y posteriormente utilizar un método apropiado que garantice la convergencia hacia los valores reales.

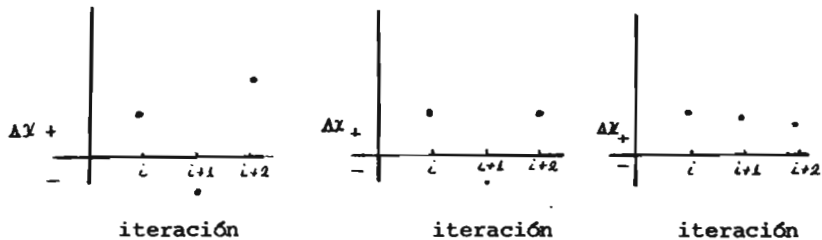
El valor de FN es una medida de la desviación de los va

lores supuestos, a los reales.

La respuesta correcta se tendrá cuando $F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = F_5 = 0$ (\pm una cierta tolerancia)

Puesto que se tiene que utilizar un método iterativo para encontrar la solución, utilizaremos el método de Newton-Raphson, ya que converge en la mayoría de ocasiones en un máximo de 15 iteraciones.

En algunas ocasiones se ha observado divergencia o lentitud en la convergencia lo que se puede ilustrar en las siguientes figuras:



ΔX representa la corrección que se le debe aplicar al valor supuesto X .

En el primer caso la corrección causa divergencia.

En el segundo caso se tiene estabilidad en ΔX positiva

pero no se obtiene convergencia.

En el tercer caso se tiene una lentitud notoria de convergencia. El problema puede solucionarse aplicando el método de Stoner, que consiste en multiplicar la corrección ΔX por un factor de corrección α de acuerdo con la ecuación (4.30):

$$X^{K+1} = X^K + \Delta X_i^{K+1} \alpha \quad (4.30)$$

En donde $K + 1$, es el número que corresponde a la iteración.

El valor de α al inicio del cálculo se le asigna un valor de 0.5, para la primera y segunda iteraciones, después para los siguientes valores α tomará el valor:

$$\alpha = \frac{\Delta X^{K+1}}{\Delta X^K} \quad (4.31)$$

Es decir, la relación entre la corrección obtenida para la iteración $K + 1$ y la corrección anterior.

La expresión (4.30), que representa la aplicación del método de Newton-Raphson para una dimensión puede también representarse de la siguiente manera:

$$X_i^{K+1} = X^K - \frac{f(X)}{\frac{df(X)}{dx}} \quad (4.32)$$

Donde $\frac{df(x^k)}{dx}$ es la derivada de $f(x)$ evaluada cuando $x = x^k$

Por lo tanto:

$$x^{k+1} - x^k + \frac{f(x^k)}{\frac{df(x^k)}{dx}} = 0 \quad (4.33)$$

$$\text{o también: } f(x^k) + \frac{df}{dx} \Delta x = 0 \quad (4.34)$$

De la misma manera, para un caso n-dimensional tendremos $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ variables.

La función f será de la forma $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ y se deberán utilizar las derivadas parciales con respecto a cada una de las variables, en otras palabras, debe cumplirse la Ec. (4.35).

$$F_j(x_1, \dots, x_n) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial F_j}{\partial x_i} \Delta x_i = 0 \quad j = 1, \dots, n \quad (4.35)$$

Por ejemplo para el caso concreto que se está estudiando, las incógnitas son P_1, P_2, P_3, P_4 y q_{N5} , en este caso debe cumplirse:

$$F1(p1, p2, p3, p4, qN5) + \sum_{i=1}^4 \frac{\partial F1}{\partial Pi} \Delta Pi + \frac{\partial F1}{\partial qN5} \Delta qN5 =$$

$$= 0 \quad (4.36)$$

$$F2(p1, p2, p3, p4, qN5) + \sum_{i=1}^4 \frac{\partial F2}{\partial Pi} \Delta Pi + \frac{\partial F2}{\partial qN5} \Delta qN5 = 0 \quad (4.37)$$

$$F5(p1, p2, p3, p4, qN5) + \sum_{i=1}^4 \frac{\partial F5}{\partial Pi} \Delta Pi + \frac{\partial F5}{\partial qN5} \Delta qN5 = 0 \quad (4.38)$$

Donde: El subíndice de F indica el número del nodo que estamos considerando.

Para obtener la corrección que se debe hacer a cada una de las incógnitas se calcula el valor de ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , ΔP_4 y $\Delta qN5$

Se ve claro que la incógnita P_1 aparece en 3 ecuaciones ya que aparece en la ecuación de continuidad del nodo 1 y de los nodos 2 y 5 a los cuales está unido por conectores que son, respectivamente una válvula y tramo de tubería. Como se establece para este caso, la naturaleza de ambos conectores está ya establecida. La incógnita P_2 -

aparece en la ecuación de los nodos ① , ② y ③ .

La incógnita P_3 aparece en las de los nodos ② , ③ ,
y ④ . El mismo razonamiento se puede hacer para P_4 .

Es más conveniente expresarlo en forma matricial,

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial P_1} & \frac{\partial F_1}{\partial P_2} & \frac{\partial F_1}{\partial P_3} & \frac{\partial F_1}{\partial P_4} & \frac{\partial F_1}{\partial q_{N5}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta P_1 \\ \Delta P_2 \\ \Delta P_3 \\ \Delta P_4 \\ \Delta q_{N5} \end{bmatrix} = - F_1 \quad (4.39)$$

. . .

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_5}{\partial P_1} & \frac{\partial F_5}{\partial P_2} & \frac{\partial F_5}{\partial P_3} & \frac{\partial F_5}{\partial P_4} & \frac{\partial F_5}{\partial q_{N5}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta P_1 \\ \Delta P_2 \\ \Delta P_3 \\ \Delta P_4 \\ \Delta q_{N5} \end{bmatrix} = - F_5 \quad (4.40)$$

Los puntos significan que se tiene un arreglo similar
para $- F_2$, $- F_3$ y $-F_4$.

También se puede representar de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial P_1} & \frac{\partial F_1}{\partial P_2} & \frac{\partial F_1}{\partial P_3} & \frac{\partial F_1}{\partial P_4} & \frac{\partial F_1}{\partial q_{N5}} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial F_5}{\partial P_1} & \frac{\partial F_5}{\partial P_2} & \frac{\partial F_5}{\partial P_3} & \frac{\partial F_5}{\partial P_4} & \frac{\partial F_5}{\partial q_{N5}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta P_1 \\ \Delta P_2 \\ \Delta P_3 \\ \Delta P_4 \\ \Delta q_{N5} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

La primera matriz de la izquierda se denomina jacobiano del conjunto de ecuaciones.

Lo que interesa es calcular $\Delta P_1, \dots, \Delta q_{N5}$, con objeto de corregir los valores iniciales que se le dieron a las presiones $P_1, P_2, P_3, P_4, q_{N5}$ y tomar ese nuevo valor - y volver a calcular el valor de F_1, \dots, F_5 .

El proceso terminará cuando $F_1 = 0$ (\pm una cierta tolerancia).

Para encontrar de la matriz $[\Delta P]$ se hace uso de las propiedades de las matrices:

$$\left[\frac{\partial F}{\partial P} \right] [\Delta P] = [-F] \quad (4.42)$$

$$\left[\frac{\partial F}{\partial P} \right] \left[\frac{\partial F}{\partial P} \right]^{-1} [\Delta P] = [-F] \left[\frac{\partial F}{\partial P} \right]^{-1} \quad (4.43)$$

$$[I] [\Delta P] = [-F] \left[\frac{\partial F}{\partial P} \right]^{-1} \quad (4.44)$$

Donde: $[I]$ = matriz identidad

$$\text{Puesto que } [\Delta P] [I] = [\Delta P] \quad (4.45)$$

Tenemos que:

$$[\Delta P] = [-F] \left[\frac{\partial F}{\partial P} \right]^{-1} \quad (4.46)$$

$\left[\frac{\partial F}{\partial P} \right]^{-1}$ es la inversa del jacobiano de ecuaciones simultáneas no lineales.

De acuerdo con el método de Stoner, para lograr una rápida convergencia del Newton-Raphson, el siguiente valor para las $P_1 \dots P_5$, se encontrará de la siguiente forma:

$$P_i^{K+1} = P_i^K + \alpha_i \Delta P_i^{K+1} \quad (4.47)$$

CASO III

En esta parte se va a analizar el caso en que las incógnitas sean $P_1, P_3, qN_3, qN_5, E_{24}$.

El sistema es el siguiente:

Variables Conocidas

$$qN_2 = 0$$

Variables Desconocidas

$$P_1$$

VARIABLES CONOCIDAS

$$q_{N4} = 0$$

$$q_{N1}$$

$$P_2$$

$$P_4$$

$$P_5$$

$$K_{12}$$

$$E_{15}$$

$$K_{34}$$

$$K_{45}$$

$$HP_{53}$$

VARIABLES DESCONOCIDAS

$$P_3$$

$$P_1$$

$$q_{N3}$$

$$E_{24}$$

$$Q_{1-2}$$

$$Q_{2-3}$$

$$Q_{2-4}$$

$$Q_{4-5}$$

$$Q_{3-4}$$

$$Q_{3-5}$$

$$Q_{1-5}$$

Este es un ejemplo de un problema combinado, puesto que se desconocen dos presiones P_1 y P_3 , dos extracciones o alimentaciones de vapor al sistema q_{N3} y q_{N5} , y además desconocemos las características del conector entre los nodos (2) y (4).

Como se puede observar, conociendo estos valores, podemos calcular los Q_{i-j} , en cada uno de los conectores, aplicando la ecuación adecuada que relaciona el gasto con la diferencia de presiones entre los nodos i y j .

El planteamiento es muy similar al del problema anterior para el cual desconocíamos las presiones y se llegará a una expresión semejante a la siguiente:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial P_1} & \frac{\partial F_1}{\partial P_3} & \frac{\partial F_1}{\partial q_{N3}} & \frac{\partial F_1}{\partial q_{N5}} & \frac{\partial F_1}{\partial E_{24}} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial F_5}{\partial P_1} & \frac{\partial F_5}{\partial P_3} & \frac{\partial F_5}{\partial q_{N3}} & \frac{\partial F_5}{\partial q_{N5}} & \frac{\partial F_5}{\partial E_{24}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta P_1 \\ \Delta P_3 \\ \Delta q_{N3} \\ \Delta q_{N5} \\ \Delta E_{24} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_1 \\ -F_2 \\ -F_3 \\ -F_4 \\ -F_5 \end{bmatrix}$$

(4.48)

Y el procedimiento de resolución es el mismo, es decir, se debe obtener la matriz inversa del jacobino, multiplicarla por el valor de la matriz de la función de desbalanceo. De esta manera obtenemos ΔP_1 , ΔP_3 , Δq_{N3} , Δq_{N5} , ΔE_{24} , y se corrigen los valores iniciales de P_1 , P_3 , q_{N3} , q_{N5} y E_{24} , de la manera antes mencionada.

Generalizando, de los resultados anteriores, se concluye que para un sistema de N nodos con NC conectores, en el cual se tienen exactamente N incógnitas cualesquiera, la resolución del sistema de ecuaciones resul

tantes del balance de continuidad puede presentar dos variantes:

1. Si todas las presiones se conocen y los gastos de alimentación o extracción de todos los nodos se conocen, el sistema de ecuaciones es lineal y puede resolverse directamente sin necesidad de iteraciones.
2. Si alguna de las presiones de los nodos se desconoce, el sistema de ecuaciones involucraría necesariamente un término en el cual la presión este elevada a un exponente diferente de 1. Y la solución se obtendrá, estableciendo valores iniciales a las incógnitas y aplicando el método de Newton-Raphson como criterio de convergencia.

El valor de la corrección que debe hacerse a cada una de las variables, hace necesaria la resolución de un arreglo matricial de la forma:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F1}{\partial P1} & \dots & \frac{\partial F1}{\partial Pn} & \frac{\partial F1}{\partial qN1} & \dots & \frac{\partial F1}{\partial qNn} & \frac{\partial F1}{\partial Eij} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta P1 \\ \Delta Pn \\ \Delta qN1 \\ \Delta qNn \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F1 \\ . \\ . \\ . \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_n}{\partial P_1} & \dots & \frac{\partial F_n}{\partial P_n} & \frac{\partial F_n}{\partial q_{N1}} & \dots & \frac{\partial F_n}{\partial q_{Nn}} & \frac{\partial F_1}{\partial E_{ij}} & \dots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta E_{ij} \\ \vdots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_n \end{bmatrix} \quad (4.49)$$

Que se resuelve calculando la inversa del matriz de jacobinas y multiplicándola por la matriz $-[F]$.

IV.3.2.2

Descripción del Programa de Simulación de Redes. Módulo Dos.

Se ha estructurado un programa que analiza las variables más importantes, permitiendo una simulación rápida y con fiable del sistema.

La primera parte de este módulo calcula las "características del conector", es decir, todos aquellos términos que involucren variables características de cada equipo.

El término utilizado para tuberías, se obtiene reagrupando los términos de la fórmula de Babcock:

$$P = 3.63 \times 10^{-8} \frac{d + 3.6}{d^6} W^2 L \bar{V} \quad \text{PSI}$$

$$P = 2.552 \times 10^{-9} \frac{d + 3.6}{d^6} W^2 L \bar{V} \quad \text{Kg/cm}^2$$

$$\Delta P = \text{CONECT} \times w^2$$

Donde:

CONECT = Característica del conector que se obtiene -
agrupando todos los términos, excluyendo el
gasto.

$$\Delta P = \text{Caída de presión en Kg/cm}^2 \quad (\text{lb/in}^2)$$

$$L = \text{Longitud de la tubería en cm} \quad (\text{ft})$$

$$\bar{v} = \text{Volúmen específico del vapor en lb/ft}^3 \quad (\text{Kg/cm}^3)$$

$$d = \text{Diámetro de la tubería en cm} \quad (\text{in})$$

Para turbinas resulta:

$$\text{CONECT} = \frac{2,544.5 \times \text{HP}}{\eta} \quad (4.50)$$

HP = Potencia en bHP

η = Eficiencia de la turbina (usualmente 0.70)

Las ecuaciones de cualquier equipo que se quiera simular
en una red, debe representarse en una forma similar a las
anteriores.

El método debe adaptarse según las necesidades y las ca-
racterísticas propias de un sistema en particular. El -
programa que se ha estructurado de tal manera que se cuen

ta con la ecuación de los siguientes equipos:

- a) Tuberías.
- b) Turbinas.
- c) Válvulas.
- d) Compresores (es una opción adicional).

Datos que necesita el Módulo II.

El proceso de cálculo se inicia con la lectura de datos, que se efectúa en la siguiente secuencia:

1. Se lee un vector llamado KTROL (I), cuya dimensión es igual a NC (número de conectores, por ejemplo, tuberías). La función de KTROL (I), es de comando, es decir, dirige el proceso de la computadora hacia el punto donde se encuentra el bloque que efectúa los cálculos para el conector que se esté analizando. KTROL puede tener los valores de 1, 2, 3 y 4. Por ejemplo si el primer dato que se lee es 1, significa que el conector es una tubería y que deben efectuarse los cálculos en la parte del programa relacionada con tuberías. Este bloque se inicia con las tarjetas:

```

I F (KTROL - 1) 20, 17, 30
20 A (I, K) = 0.0
17 Q (I, J) = SQRT ((U-0)/CONECT (I, J))
TPAR (I, J) = 0.5 * SQRT (1.0/(CONECT (I, J) *
(U-0)))
TPAR (J, I) = -TPAR (I, J)

```

Donde:

Q (I, J) es el gasto que va del nodo I al nodo J en -
lb/hr.

TPAR (I, J), es la parcial con respecto a la presión de
I del gasto que va de I a J.

TPAR (J, I), es la parcial con respecto a la presión en
el nodo J.

"30" es el número de otra dirección en el programa, don-
de se efectúan los cálculos para otros equipos.

Si KTROL (I) es 2, eso indica que el conector es una tur-
bina y 3 si el conector es una válvula.

2. NODO (I), NOD (I), son dos vectores cuyos elementos
se leen por pares, e indican que nodos están unidos.

Así por ejemplo, en las tarjetas de datos aparecerá,

1, 2, 3, 5, etc.

Eso indica que el nodo 1, esta unido con el nodo 2, el nodo 3 con el 5 y así sucesivamente.

En este caso el máximo valor de I, será NC (número de conectores que haya en nuestro sistema).

Los cálculos dentro del programa se efectúan de tal manera, que en el proceso iterativo el valor de NODO (I) y NDD (I), pueden ser intercambiados, puesto que la convención establece que el flujo va de NODO (I) a NDD (I). Esto se cumple si la presión $P(K)$, es mayor que la $P(K1)$, donde $K = \text{NODO}(I)$ y $K1 = \text{NDD}(I)$. Si al ir modificando las presiones, el valor de $P(K1)$, es mayor que el de $P(K)$, se intercambian los valores asignados a NODO (I) y NDD (I), con objeto de asegurarnos que $W(K, K1)$, (gasto que va de K a K1) sea siempre positivo.

La razón de este cambio puede verse fácilmente si analizamos las expresiones que se utilizan para las parciales con respecto a la presión.

Esta ecuación se obtiene derivando la ecuación de

Babcock:

$$w_{ij} = \sqrt{\frac{|P_i - P_j|}{\text{CONECT } ij}} \quad (4.51)$$

$$\frac{\partial w_{ij}}{\partial P_i} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\text{CONECT } ij |P_i - P_j|} \right)^{1/2} \quad (4.52)$$

$$\frac{\partial w_{ij}}{\partial P_j} = -\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\text{CONECT } ij |P_i - P_j|} \right)^{1/2} \quad (4.53)$$

Obsérvese que la parcial con respecto a i es positiva y con respecto a j es negativa. Esto se cumple, si y solo si, el flujo va de i a j .

Aceptando esta dirección de flujo, w_{ij} es positivo y w_{ji} es negativo, por lo tanto:

$$\frac{\partial w_{ji}}{\partial P_i} = -\frac{\partial w_{ij}}{\partial P_i} = -\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\text{CONECT } ij |P_i - P_j|} \right)^{(1/2)} \quad (4.53)$$

$$\frac{\partial w_{ji}}{\partial P_j} = -\frac{\partial w_{ij}}{\partial P_j} = +\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\text{CONECT } ij |P_i - P_j|} \right)^{(1/2)} \quad (4.54)$$

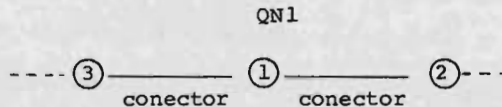
3. QN (I) es un vector que especifica el "gasto neto" en un nodo y tiene valor positivo o negativo, de

acuerdo con la convención dada con anterioridad. En el sistema que se analiza su valor es cero para casi todos los nodos, exceptuando aquellos en los cuales se importe vapor o salga el vapor como condensado.

En el primer caso su valor es positivo (porque entra a un nodo) y segundo es negativo (porque sale de un nodo).

Este vector se le suma en el balance de materia para cada nodo con objeto de encontrar la "función de desbalanceo".

Considérese el sistema



El balance en el nodo 1 se establece de la forma siguiente:

$$\text{Nodo } \textcircled{1} \quad Q_{21} + Q_{31} + Q_{N1} = 0 \quad (4.55)$$

En el programa este balance se efectúa basándose en

NODO (I), NDD (I). En este ejemplo sencillo, los valores de estos vectores serían 3, 1, 2, 1.

De acuerdo con el KTROL (I), correspondiente se calcula $Q(3, 1)$ y $Q(2, 1)$, para el tipo de conector indicado por KTROL (I).

Si $P(3) > P(1)$ y $P(2) > P(1)$ el flujo irá de 3 a 1 y de 2 a 1, luego $Q(3, 1)$ y $Q(2, 1)$, son positivos. Q_{N1} , debe ser de signo negativo para que se cumpla la ecuación de continuidad en el nodo 1.

$$Q_{21} + Q_{31} + Q_{N1} = FF(1) = 0$$

$FF(1)$ es la "función de desbalanceo", y nos indica la magnitud de la corrección que se debe hacer, ya sea a la $P(2)$, $P(1)$ y $P(3)$ o a Q_{N1} , dependiendo de cual sea la incógnita. El criterio ya se trató con anterioridad y consiste en formar un vector $FF(I)$ con los valores de "desbalanceo" para todos los nodos, multiplicarlo por la matriz $A^{-1}(I, J)$ de parciales y obtener un vector CORREC (I) que establece la corrección que hay que hacer a los valores supuestos inicialmente para las incógnitas.

4. $P(I)$, es la presión que se establece en el nodo I . El máximo valor de I debe ser el número de nodos - que se tengan en el sistema. Entre estos valores de $P(I)$ deben ir algunos valores iniciales para - las incógnitas.

La modificación del valor de $P(I)$ inicial dado a las incógnitas estará en función del valor que se obtenga en el renglón de la matriz inversa de parciales $A^{-1}(I, J)$, es decir:

$$- A^{-1}(I, J) \times FF(I) = CORREC(I) \quad (4.56)$$

**

$$RNCOG(I) = RNCOG(I) + ALPHA(I) \times CORREC(I) \quad (4.57)$$

Nótese que las modificaciones que se efectúan a la incógnita i ésima están relacionadas únicamente con el renglón i ésimo de la matriz de inversas.

** El método propuesto por Stöner no fue útil puesto que la duración del proceso es muy semejante a la que se tiene tomando un constante de 0.5.

5. $QUEN(I)$, $QUEND(I)$, son los números de los nodos en

los cuales desconocemos el valor de la "característica" del conector. Puede ser, por ejemplo, el diámetro de la tubería que va del nodo 1 al nodo 2.

Estos valores se reportan por pares (1, 2)

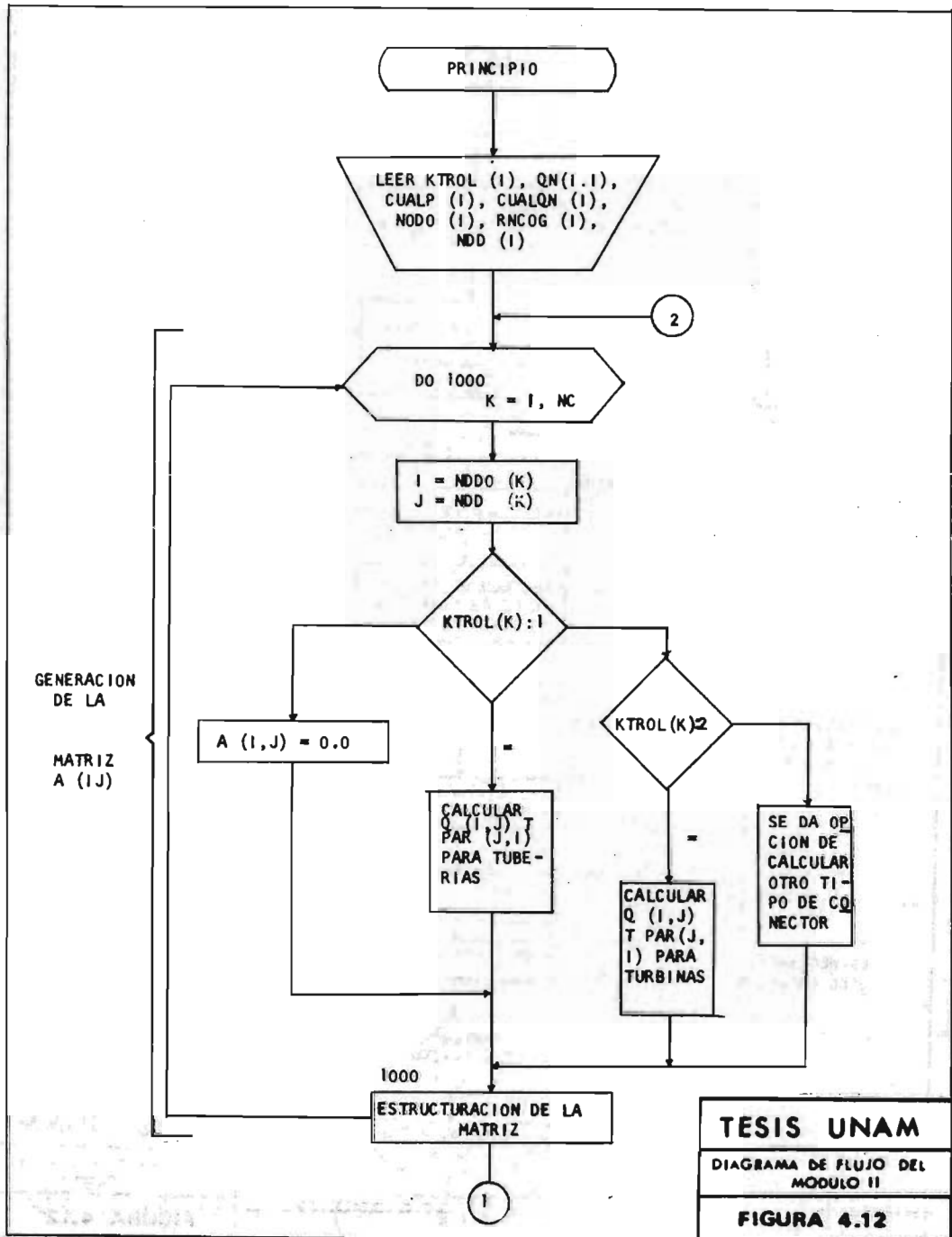
6. CUALP (I), CUALQN (I) establecen los nodos en donde desconocemos la presión o el gasto, respectivamente.

Debe considerarse que el número de incógnitas en total no debe exceder al número de nodos. Si se tienen 16 nodos, puede emplearse el método para calcular 4 conectores, 8 nodos y 4 gastos.

7. RNCOG (I), es una tarjeta que establece cuales son los valores iniciales dados a cada una de las incógnitas.

La generación de la matriz de parciales A (I, J), es un proceso un poco más complicado.

El diagrama de flujo del Módulo II, aparece en la figura 4.12.

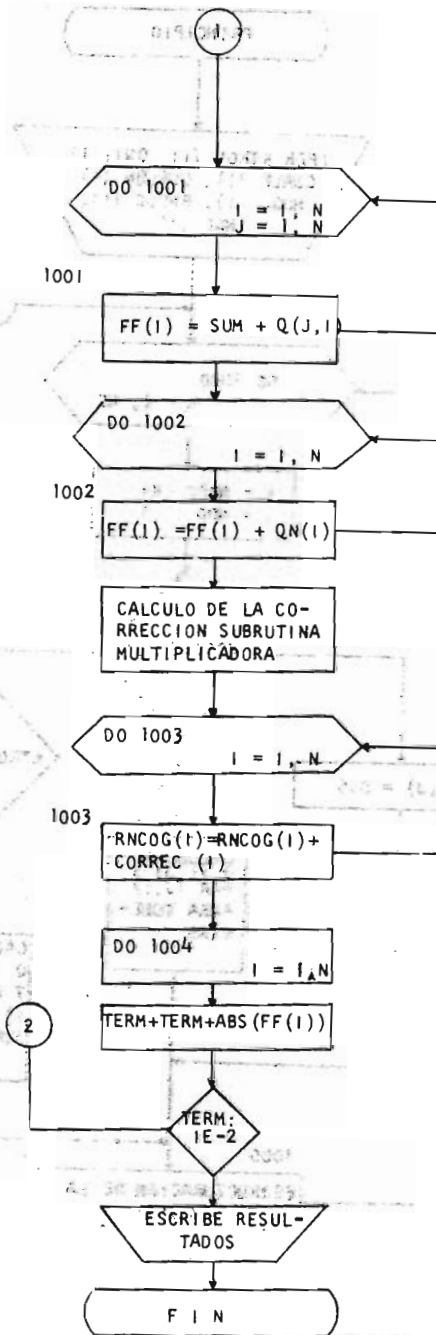


TESIS UNAM
 DIAGRAMA DE FLUJO DEL
 MODULO II
FIGURA 4.12

CALCULO DE CORRECCION

CORRECCION AL VALOR DE LAS INCOGNITAS

ES NECESARIO OTRO CALCULO



TESIS UNAM

DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODULO II

FIGURA 4.12

CAPITULO V.

APLICACION A UN PROBLEMA ESPECIFICO:

PLANTA DE ETILENO.

Todos los principios y métodos descritos en los capítulos anteriores para el dimensionamiento óptimo de sistemas de distribución de vapor, así como para la elaboración de diagramas de tuberías e instrumentación, serán aplicadas específicamente a un problema en particular: Una Planta de Etileno.

La elección se ha hecho en base a la gran importancia que representa la producción de etileno en la industria petroquímica actual, así como el hecho de que este tipo -

de planta cuenta con una gran variedad de equipo, que -
hace posible la aplicación de los métodos descritos en
este trabajo. El etileno fue producido en una cantidad
de 9.35 billones de libras en los Estados Unidos en -
1965, mientras que el propileno fue producido en una -
cantidad de 4.6 billones de libras. Estas olefinas, -
son usualmente producidas juntas y forman la espina dor
sal de la industria petroquímica.

A aproximadamente 4.0 ¢/lb para etileno y 2.2 ¢/lb para
propileno el valor producido por estas dos olefinas en
1965, fue de \$475 000 000.

La perspectiva para la demanda de etileno en la próxima
década es uno de los crecimientos más notables. La ta-
bla 5.1, presenta demandas estimadas de etileno anuales
para el período de 1970-80.

TABLA 5.1

| Demandas de Etileno | | 1970 a 1980 | |
|---------------------|------|-------------|------|
| (Billones lb/año) | | | |
| Año | 1970 | 1975 | 1980 |
| Localización | | | |
| U.S.A. | 15.7 | 24.7 | 35.5 |

| Año | 1970 | 1975 | 1980 |
|--------------|------|------|------|
| Localización | | | |
| W. Europa | 12.0 | 19.5 | 29.0 |
| Japón | 5.3 | 9.6 | 14.8 |
| Otros | 2.0 | 6.7 | 16.7 |
| TOTAL | 35.0 | 60.5 | 96.0 |

En los Estados Unidos, la demanda se espera de 15.7 billones de lb en 1970 a 35 billones en 1980; es decir, una velocidad de crecimiento de cerca de 8 1/2 %. En Europa Occidental la demanda anual crecerá cerca de 17 billones de lb entre 1970 y 1980, a partir de 1970. - Un crecimiento más vigoroso, se predice para la industria de etileno en Japón. La demanda se acercará a aproximadamente el triple en la próxima década, requiriendo 15 billones de lb para 1980, a una velocidad de crecimiento de cerca de 11% por año.

Los totales muestran que la demanda total anual para etileno crecerá cerca de 62 billones de lb para 1980, correspondiendo un crecimiento de aproximadamente 10%

anual.

Para satisfacer el incremento en demanda en la próxima década, la construcción de plantas de etileno tendrá que continuar a grandes pasos. La tabla 5.2, da un estimado de crecimiento de plantas y el capital de inversiones requerido para los límites internos de batería.

Un incremento aproximado de 69 billones de lb/año en la capacidad de las plantas debe ser instalado en el periodo en que se encuentre el incremento en la demanda.

Adicionalmente, deberán instalarse 25 billones de lb al retirar las unidades absoletas y antieconómicas.

Por tanto, la construcción nueva total para la próxima década será de alrededor 94 billones de lb por año de etileno. Esto requerirá la erección de cerca de 100 plantas.

TABLA 5.2

Crecimiento de la Industria de Etileno

1970 a 1980

| Localidad | U.S.A. | W EUROPA | JAPON | OTROS | TOTAL |
|---|--------|-------------|-------|-------|-------|
| Nueva Demanda Billones de - lb/año | 20 | 17 | 10 | 15 | 62 |
| Capacidad Equiva- lente Billones de lb/año | 22 | 19 | 11 | 17 | 69 |
| Capacidad Actual que será retirada Billones de lb/año | 12 | 6 | 3 | 4 | 25 |
| Capacidad Nueva Total necesaria Billones de lb/año | 34 | 25 | 14 | 21 | 94 |
| No. de plantas - aprox. | 28 | 25 | 16 | 30 | 99 |
| ISBL nueva total aprox. inversión en plantas MM \$ | 1200 | 1100 | 600 | 1000 | 3900 |

En México, la demanda actual de etileno es de cerca de - 450 millones de lb/año. Se estima que en 1980, la demanda será de aproximadamente 2000 millones de libras al año, lo que ha hecho surgir la necesidad de construir 2 nuevas plantas para satisfacer la demanda nacional. A una de es

tas es a la que se aplican en este capítulo, los métodos descritos con anterioridad.

Los mayores usos del etileno son para la producción de polietileno, óxido de etileno (y por tanto etilenglicol y etanolaminas), alcohol etílico, estireno y cloruro de vinilo.

El uso del etileno y propileno para producción de polímeros, deben ser de un alto grado de pureza.

El costo actual del etileno es de aproximadamente 12.0¢/lb. (1)

Por lo expuesto anteriormente, se entenderá el porqué de la elección de la planta de etileno, para los fines aplicativos mencionados inicialmente.

Descripción del Proceso

V.1

Definición de la Planta.

La planta consistirá de una unidad de etileno y servicios

(1) Precios en los E.U.

de mantenimiento. La unidad de etileno está diseñada -
para la producción de ¹⁰⁰ 500 000 toneladas métricas por año
de etileno de alta pureza por cracking (2) térmico de -
etano alimentado y etano recirculado. }

V.2

{ Secciones de la Planta.

La unidad de etileno puede ser subdividida en las siguientes secciones:

- a. Cracking y Apagado.
- b. Compresión de gas efluente y extracción de ácido-gas.
- c. Secado y enfriamiento de alimentación.
- d. Demetanización y Deetanización.
- e. Hidrogenación de acetileno y fraccionamiento de etileno.
- f. Fraccionamiento de Propileno.
- g. Refrigeración por Propileno. }

(2) Cracking. Una molécula de alto peso molecular que es sensible al calor, se rompe en fragmentos más pequeños, algunos de los cuales se unen formando nuevas cadenas.

h. Refrigeración por etileno.

V.3

Servicios de Mantenimiento.

Los servicios de mantenimiento consistirán de lo siguiente:

- a. Sistema de distribución de agua de enfriamiento.
- b. Sistema de distribución de vapor y condensados.
- c. Sistema de distribución de gas combustible.
- d. Sistema de distribución de instrumentación de aire y planta.
- e. Sistema de distribución eléctrico.
- f. Sistema de Seguridad.
- g. Sistema de distribución de nitrógeno.
- h. Sistema de arranqué (flare).
- i. Sistema de arreglo desgastado.
- j. Tanques y almacenamiento - Soda Cáustica - aceite

lavador del compresor, almacenamiento de metanol y sistemas de distribución.

V.4

Descripción del Proceso.

La siguiente es una breve descripción de la secuencia de el proceso como se muestra en el diagrama de flujo de proceso global de la figura 5.1A

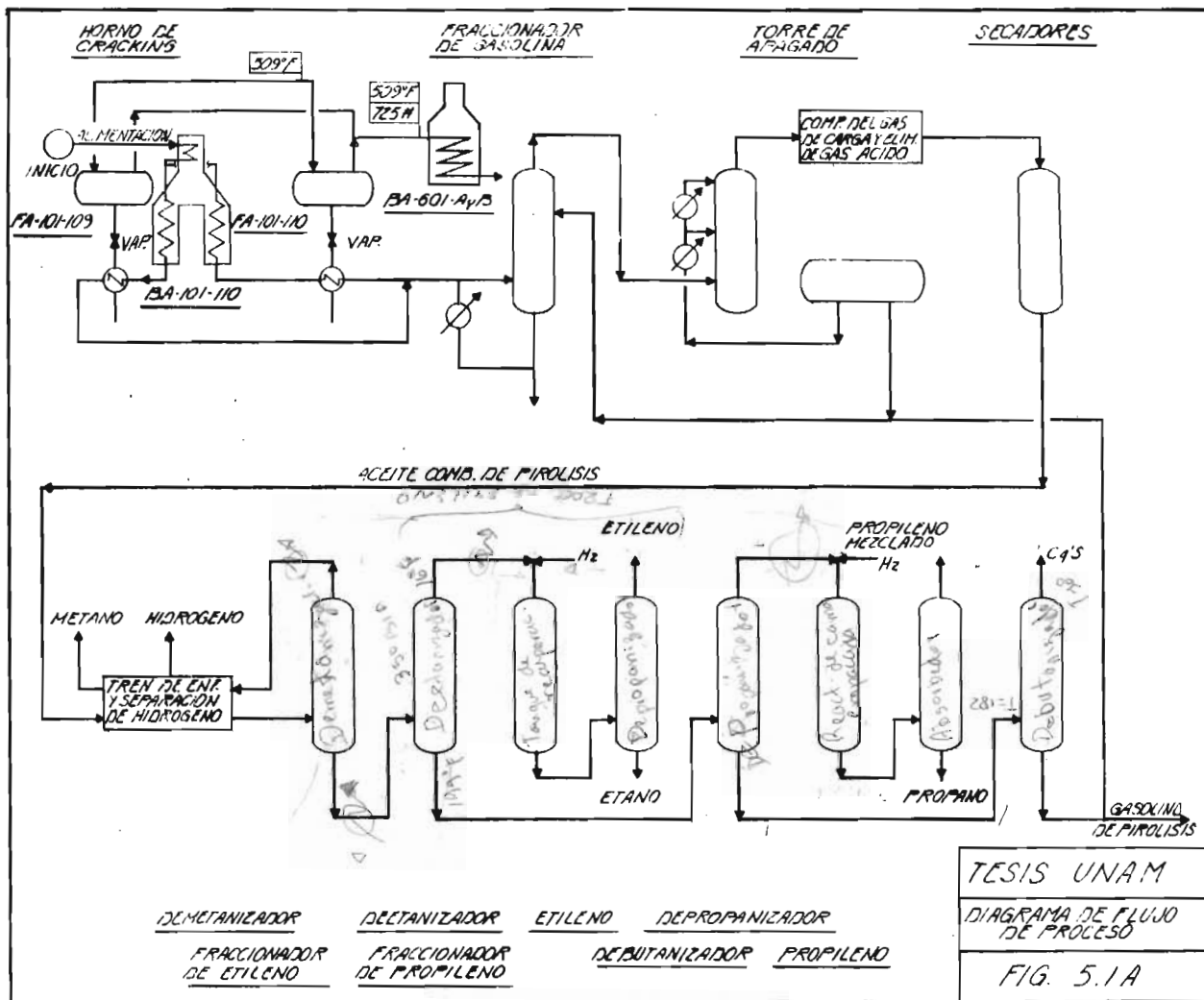
V.4.1

Cracking y Apagado.

El etano alimentado (feed stock) más el etano recirculado, son craqueados en calentadores tubulares en presencia de vapor de dilución a una temperatura de salida de aproximadamente 1565°F. - 851°C

Los efluentes del calentador son enfriados a 600°F en líneas de transferencia intercambiadoras, las cuales generan vapor de alta presión a 725 psig.

Los efluentes de las líneas de transferencia intercambiados son combinados y dirigidos a la torre de apagado.



Por contacto directo con agua de enfriamiento, la mayor parte del vapor de dilución y algunos hidrocarburos más pesados son condensados. El vapor total del domo a 110° F, fluye hacia un sistema compresor.

El agua apagada más el vapor condensado son separados de los hidrocarburos condensados en un tanque agitado de apagado de agua el cual opera a 175°F.

El agua caliente circulante es usada para rehervir el fraccionador de propileno y para calentamiento a bajo nivel en varios procesos de servicio y además para enfriamiento, en contraste con el agua de enfriamiento. El vapor de dilución es mandado a los límites de batería.

V.4.2

Compresión de la Carga de Gas y Extracción de Acido-Gas.

Los vapores del domo de la torre de enfriamiento son comprimidos en compresores centrífugos de 4 etapas a una presión de 559 psig, con enfriamiento interetapa a 110°F.

Entre la 3a. y 4a. etapa el gas es tratado para la ex-

tracción ácido-gas en la torre de lavado de agua cáustica.

La 4a. etapa de descarga es enfriada con agua y con propileno como refrigerante a 60°F. El condensado líquido es separado y los vapores son mandados a los secadores desecantes (desiccant).

Los H.C. interetapas y el agua condensada de las primeras etapas son mandados al tanque de apagado. El condensado de la 4a. etapa, después del calentamiento, es recirculado a la 3a. etapa de descarga del tanque.

V.4.3

Secado y Enfriamiento de Alimentación.

El gas que descarga del compresor final a 60°F y 542 psig es secado en camas empacadas secadoras usando mallas moleculares antes de pasar a la sección a recuperación a baja temperatura. Se abastecen dos secadores, uno está sobre la corriente y el otro es regenerado.

Tanto la regeneración como el enfriamiento de los secadores se lleva a cabo pasando una vez hidrógeno rico off-gas.

El gas secado a 60°F es progresivamente enfriado parcialmente condensado, extrayendo condensado a - 30°F, - 94°F, - 145°F y - 230°F. El vapor residual es el hidrógeno - rico off-gas.

Los primeros tres condensados son alimentados al demetanzador. El enfriamiento se realiza con propileno y etileno como refrigerantes, vaporizando etano recirculado y recalentando hidrógeno y metano off-gas. El cuarto condensado es flasheado a 15 psig para proveer el nivel más bajo de refrigeración y recirculando a la carga del compresor.

El hidrógeno y metano ricos en gas de desecho son enviados al combustible después del calentamiento en el tren de enfriamiento en contraste con el refrigerante líquido de propileno.

V.4.4

Demetanización y Deetanización.

El demetanzador el cual opera a 445 psig tiene una temperatura en los fondos de 31°F y en el domo de -106°F.

La columna es rehervida con refrigerante propileno y el reflujo es condensado con refrigerante etileno. El producto del domo es el metano off-gas el cual es mandado al combustible después del calentamiento en el tren de enfriamiento. Los fondos del demetanizador son calentados con refrigerante propileno y alimentados al deetanizador.

El deetanizador, el cual opera a 350 psig tiene una temperatura en los fondos de 194°F y en el domo de 16°F. El rehervidor usa vapor a baja presión y el reflujo es condensado con refrigeración de propileno.

El producto neto del domo es una mezcla de etileno y -etano con una pequeña cantidad de acetileno y es mandado al sistema de recuperación de acetileno. El producto neto de los fondos es el C₃'S y la fricción más pesada, la cual es alimentada a el depropanizador.

V.4.5

Hidrogenación de Acetileno y Fraccionamiento de Etileno.

El vapor del domo del deetanizador, después de intercambiar con la efluente de alimentación y ser precalentado

es mandado al convertidor de acetileno.

El acetileno es hidrogenado sobre un catalizador de palladium en un reactor de cama empacado. El H_2 off-gas, después de la metanización y el secado sobre mallas moleculares, es inyectado a la alimentación del convertidor para abastecer los requerimientos de hidrógeno.

Son abastecidos dos recipientes, uno está sobre la corriente, mientras que el otro está en stand-by. Un calentador por fuego es abastecido para regeneración.

La efluente convertida es usada para precalentar la alimentación y fluir a un absorvedor, donde el aceite verde que se forma durante la hidrogenación es extraído.

El aceite verde del domo del absorvedor fluye para resguardar el secador y es mandado al fraccionador de etileno.

La alimentación contiene etileno, etano, propileno, hidrógeno sin reaccionar y un poco de metano que estaba contenido en el H_2 gas.

La torre, la cual opera a 285 psig, tiene una temperatura en los fondos de $21^\circ F$ y en el domo de $-21^\circ F$. El

condensamiento y reebullición son hechos por el refrigerante propileno. El producto etileno es extraído como una corriente lateral en la torre, y el H_2 y CH_4 , después de pasar a través de un condensador de escape son recirculados a la carga del compresor.

El producto de etileno es bombeado y deliberado a los límites de batería como un vapor, después de la vaporización y sobrecalentamiento.

El etano recirculado como producto es extraído de los fondos del fraccionador de etileno, vaporizado, sobrecalentado y mandado a los calentadores de cracking.

V.4.6

Depropanización y Debutanización.

Los fondos del deetanizador forman la alimentación al depropanizador. Esta torre es rehervida con vapor a baja presión y las cabezas son condensadas con propileno como refrigerante. La torre la cual opera a 115 - psig, tiene una temperatura en los fondos de $182^{\circ}F$ y en el domo de $60^{\circ}F$. Los fondos contienen C_4 y material

más pesado, son mandados al debutanizador, mientras, que el producto neto del domo es bombeado y mandado al fraccionador de propileno.

El debutanizador es rehervido con vapor a baja presión y el reflujo es condensado con agua de enfriamiento. La torre la cual opera a 72 psig, tiene una temperatura en los fondos de 246°F y en el domo de 127°F.

Los fondos son combinados con el producto neto de H C de la torre de apagado para formar el producto destilado aromático. La corriente neta del domo es el C₄ mezclado con H C producto, el cual es mandado a los límites de batería.

V.4.7

Fraccionador de Propileno.

El fraccionador de propileno, el cual opera en un sistema de dos torres a 314 psig, tiene una temperatura en los fondos de 144°F y en el domo de 125°F. La torre es rehervida con agua apagada y el producto del domo es condensado totalmente con agua de enfriamiento.

El producto de los fondos consiste de propano, metil - acetileno, propadieno y algo de propileno y es, después de enfriado, mandado a los límites de batería.

El producto neto del domo es propileno químicamente ca lificado y es bombeado y almacenado bajo presión.

V.4.8

Refrigeración con Propileno.

El sistema de refrigeración de propileno, es un sistema multietapas usando un compresor centrífugo. Da refrigeración a cuatro niveles: -35°F , -5°F , 40°F , 65°F .

La efluente del compresor es enfriada y condensada con agua de enfriamiento y subenfriado con varios productos y corrientes de proceso. La condensación intereta pas a varios niveles se obtiene de la reebullición del demetanzador y el fraccionador de etileno y también - de la vaporización de producto de etileno y alimentación al deetanizador.

V.4.9

Refrigeración con Etileno.

El sistema de refrigeración de etileno es un sistema - multietapas usando un compresor centrífugo. El sistema de refrigeración de etileno tiene 3 niveles de refrigeración: - 150°F, 50°F, - 103°F y - 67°F. La efluente del compresor es desobrecalentado con agua de enfriamiento y refrigerante propileno, condensada con el segundo nivel de refrigeración de propileno y entonces subenfriada con el nivel más bajo de refrigeración de propileno.

V.5

Lista de Equipo que Consume Vapor.

La unidad productora de etileno que se seleccionó para la aplicación del dimensionamiento de los sistemas de distribución de vapor, va a contar con tres niveles de vapor:

- a. Vapor de alta presión 600 psig; 750°F, sobrecalentado.
- b. Vapor de media presión 275 psig; sobrecalentado.
- c. Vapor de baja presión 65 psig; saturado.

Cada nivel de vapor va a utilizarse como servicio en los siguientes equipos:

V.5.1

Vapor de Alta Presión.

| <u>Equipo</u> | <u>Código</u> |
|----------------------------------|---------------|
| Quemadores de pirólisis de etano | BA-101-110 |
| Sobrecalentadores de vapor | BA-601 A/B |

| <u>Equipo</u> | <u>Código</u> |
|---|---------------|
| Turbina del compresor de carga de gas | GB-201 |
| Turbina del compresor refrigerante de propileno | GB-501 |
| Turbina del compresor refrigerante de etileno | GB-601 |
| Turbina de la bomba alimentadora a la caldera | GAT-704/S |
| Cambiador de alimentación al metanizador | EA-321 |
| Tanque continuo de purga de vapor de alta presión | FA-126 |
| V.5.2 | |
| Vapor de Media Presión. | |
| Turbina del compresor | GBT-701 |
| Chimenea de desfogue | |

| <u>Equipo</u> | <u>Código</u> |
|---|-----------------|
| Eyectores | EE |
| Turbina de la bomba de agua del sobrecalentador | GAT-706 |
| Turbina de la bomba de retorno de condensados | GAT-708 |
| Turbina de la bomba de recirculación de agua de apagado | GAT-101/s |
| Turbina de la bomba de carga al compresor | GAT-206 |
| Turbina de la bomba del reflujo del demetanzador | GAT-301 |
| Turbina de la bomba de carga de etileno | GAT-601 |
| Turbinas de la bomba de lubricación y sello de aceite | GB-501 y GB-601 |
| Turbina de la bomba de lubricación y sello de aceite | GB-201 |

| <u>Equipo</u> | <u>Código</u> |
|---|---------------|
| Enfriador de purga de alta presión | EA-702 |
| V.5.3 | |
| Vapor de Baja Presión. | |
| Desobrecalentador de baja presión | BH-701 |
| Condensador de los vapores de desfo- gue | EA-709 |
| Condensador de superficie, carga con presor gas | EA-218 |
| Condensador de superficie, compresor propileno | EA-505 |
| Condensador de superficie, compresor etileno | EA-607 |
| Quemador de Pirólisis | BA-201 |
| Rehervidor del demetanizador | EA-401 |
| Pre calentador de alimentación al con vertidor de aceite | EA-406 |

| | |
|---------------------------------------|---------|
| Rehervidor del depropanizador | EA-419 |
| Rehervidor del debutanizador | EA-421 |
| Desaereador | EG-701 |
| Filtro de Carbón (solo para limpieza) | FD- 701 |
| Tanque de recuperación de condensados | FA-705 |

V.6

Estimado de Consumo de Vapor.

Para calcular la cantidad de vapor que se va a consumir en una planta de proceso es necesario calcular inicialmente el que se consume en cada equipo que utilice vapor, como son cambiadores, eyectores, etc.

En lo que se refiere al necesario para el funcionamiento de turbinas, el balance de consumo de vapor esta supeditado a cuestiones económicas, puesto que para un proceso dado pueden presentarse las siguientes alternativas:

1. Utilizar como accionadores del equipo de transporte a motores eléctricos y turbinas a la vez para -

evitar paros en caso de falla de la corriente eléctrica.

2. Puede tenerse únicamente motores eléctricos como accionadores en la mayoría de los equipos, si la planta además de generar su propia corriente eléctrica, consume electricidad de la CFE. Esto disminuye en gran parte el riesgo que se tendría por falla de corriente eléctrica.

No obstante, siempre es necesario tener turbinas en los equipos que sean vitales para el funcionamiento de la planta.

En la mayoría de las plantas de proceso se presentan casos intermedios.

Por otra parte, el consumo de vapor se debe hacer para las condiciones más críticas, es decir, funcionando a su máxima capacidad de todo el equipo, así como suponer que el accionamiento de todos los motores eléctricos de la planta va a efectuarse por medio de corriente generada en la misma planta. Por esta razón, el consumo de vapor en los turbogeneradores y las condiciones del va-

por de media presión proveniente de las salidas laterales de éstos, es muy importante para efectuar el balance de consumo de vapor.

Debemos también tomar en cuenta la cantidad de vapor - que se va a estar generando indirectamente en el equipo de proceso, de la manera como mencionamos anteriormente.

Y por último, la cantidad de vapor de baja presión recuperado en los tanques de vaporización instantánea (FAL26).

V.6.1

Estimado de Consumo de Vapor en el equipo de Alta Presión.

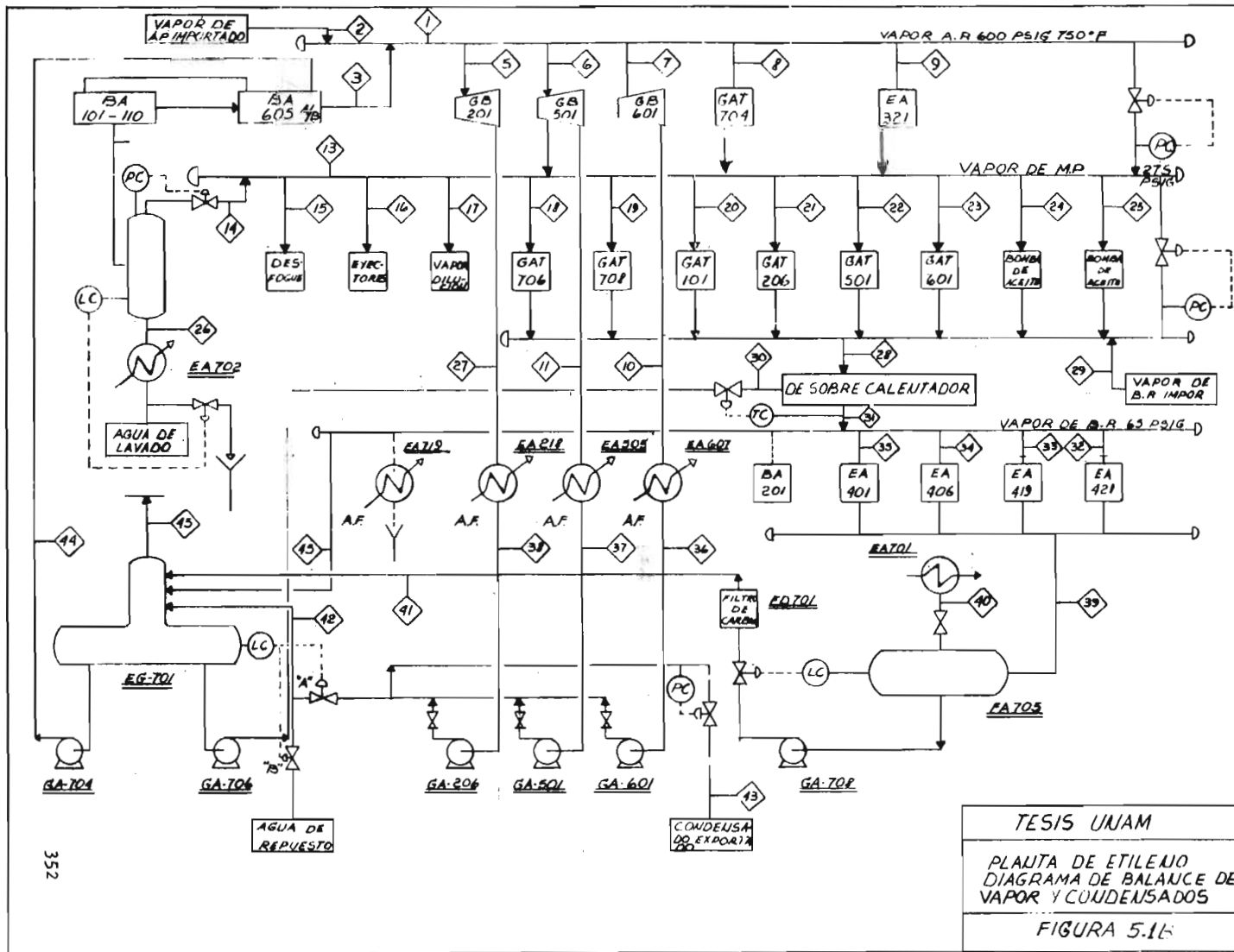
Como se mencionó anteriormente, para el cálculo de la cantidad de vapor que se consume en una planta de proceso, es necesario calcular el vapor de cada equipo e integrarlo finalmente, para obtener el consumo total, por tanto, en esta sección se efectuará el cálculo pa-

ra aquellos equipos que utilicen el vapor de alta presión.

De acuerdo al diagrama de servicios de vapor y condensados mostrado en la figura 5.1B, el cabezal de vapor de alta presión distribuye el vapor a los siguientes equipos:

- a. Turbina del compresor con carga
de gas GB-201
- b. Turbina del compresor refrigerante de propileno GB-501
- c. Turbina del compresor refrigerante de etileno GB-601
- d. Turbina de la bomba alimentadora a la caldera CAT-704
- e. Cambiador de alimentación al demanizador EA-321

Al final del cabezal se encuentra una válvula controladora de presión, cuya función es mantener una carga de



TESIS UNAM

PLANTA DE ETILENO
 DIAGRAMA DE BALANCE DE
 VAPOR Y CONDENSADOS

FIGURA 5.16

vapor constante a los equipos mencionados.

Estimado de vapor a las turbinas.

Este estimado en general se llevará a cabo, tomando en cuenta las siguientes condiciones de servicio:

| | |
|---|-----------------|
| Alta presión a la entrada de la turbina | 600 psig, 750°F |
| Cabezal de media presión | 275 psig, (1) |
| Cabezal de baja presión | 65 psig |
| Escape de la turbina | 2.2 psia (2) |

(1) Aproximadamente 520°F dependiendo de la eficiencia de la turbina de extracción.

(2) Temperatura de condensación 130°F

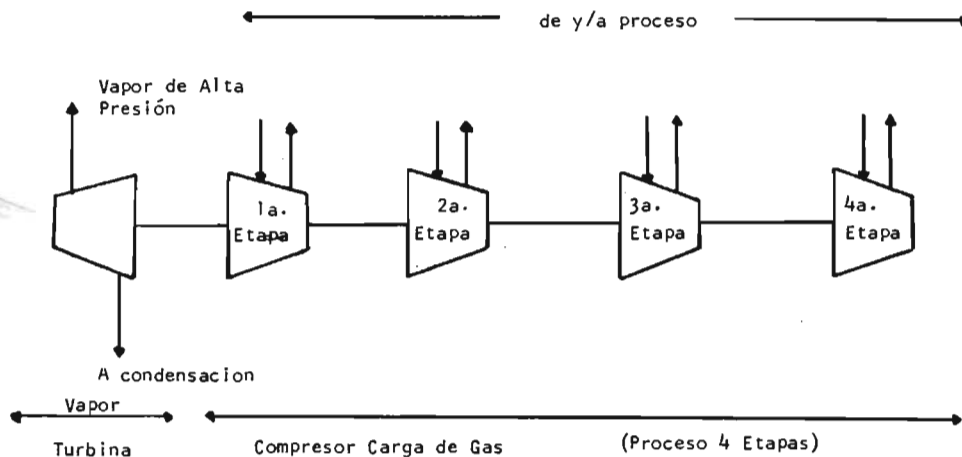
El método a seguir para estimar el consumo de vapor de todas las turbinas, es el propuesto en el Capítulo II.

i) Estimado de vapor a la turbina del compresor GB-201.

Este equipo va a utilizar el vapor de alta presión para obtener su movimiento mecánico y lograr que el compresor incremente la presión de una mezcla de gases, que van a utilizarse ya comprimidos para los requerimientos del proceso en la obtención del etileno.

El compresor va a llevar su función de compresión de los gases por medio de 4 etapas.

Un esquema muy simplificado del accionador de éste compresor sería el siguiente:



Cálculo de potencia del compresor:

$$P_1 = 21.7 \text{ psia}, P_2 = 573.5 \text{ psia}, k = 1.226, T = 575^\circ\text{R},$$

$$P_M = 19.58 \text{ lb/lb mol}$$

$$\begin{aligned} \text{Trabajo} &= \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ &= \frac{1.226}{0.226} (1544) (575) \left[26.43^{0.1843} - 1 \right] \\ &= 3990104.414 \text{ ft} \cdot \text{lb} / \text{lb-mol} \end{aligned}$$

$$\text{Base} = 995.82 \text{ lb/min} / 19.58 \text{ lb/lb mol} = 50.86 \text{ lb mol/min}$$

$$\text{Trabajo} = \frac{(3990104.414) (50.86)}{33000} = 6149.50 \text{ hp isoentrópicos}$$

$$\text{isoentrópica} = 0.78$$

$$\text{HP} = \frac{6149.50}{0.78} = 7883.97$$

Cálculo del consumo de vapor de la turbina:

$$\text{Entalpia en la entrada} = 1379.0 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{Entalpia en la salida} = 1272.2 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{Trabajo} = 1379 - 1272.2 = 106.80 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{Consumo real de vapor} = \frac{2544}{(106.80)(0.705)} = 33.79 \text{ lb/hp-hr}$$

$$\begin{aligned} \text{Consumo de vapor a carga completa} &= (33.79)(7883.97) \\ &= 266500 \text{ lb/hr} \end{aligned}$$

- ii) Estimado de vapor a la turbina del compresor GB-501.

Este tipo de compresor es muy semejante tanto en el uso de una turbina de vapor como medio de propulsión, como en el hecho de funcionar por medio de cuatro etapas al compresor mencionado anteriormente.

El estimado de vapor usado en este compresor, que forma parte del ciclo de refrigeración de propileno, va a determinarse como en el caso anterior, los resultados se muestran en la tabla 5.3

- iii) Estimado de vapor de la turbina del compresor GB-601.

El compresor GB-601, forma parte del ciclo de refrigeración de etileno. Funciona por medio de 3 etapas y el estimado de vapor que consume la turbina -

que lo propulsi3na, obtenido como en los casos anteriores, se muestra en la tabla 5.3.

iv) Estimado de vapor a la turbina de la bomba GA-704.

De acuerdo con el m3todo propuesto en el Capitulo II, para el c3lculo de la potencia de una bomba, se tiene que:

*12 in - 1 ft
144 in² - 1 ft²*

$$P_s = 40.9 \text{ psia} \quad P_D = 1054 \text{ psia} \quad \Delta P_b = 1013.10 \text{ psi}$$

$$\text{Potencia Te3rica} = \Delta P_b Q = 145886.40 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \times 1.80 \frac{\text{ft}^3}{\text{sec}}$$

$$= 262680 \frac{\text{lb ft}}{\text{sec}}$$

$$\text{H.P. Te3ricos} = \frac{262680}{550} = 477.60 \text{ h.p.}; \quad \eta_{\text{bomba}} = 0.8$$

*262680
550
h.p.*

$$\text{H.P. Reales} = \frac{477.60}{0.8} = 597 \text{ h.p.}$$

Por tanto, se tiene que el consumo de vapor de la turbina es:

$$W \text{ Vapor} = \frac{2544 \times 597}{106.80 \times 0.24} = 59250 \text{ lb/hr}$$

TABLA 5.3

CONSUMO DE VAPOR DE LAS TURBINAS

ALTA PRESION

| Equipo | Consumo de Vapor (lb/hr) |
|--------|--------------------------|
| GB-201 | 266 500 |
| GB-501 | 345 000 |
| GB-601 | 68 300 |
| GA-704 | 59 250 |

Estimado de Vapor del Cambiador de Alimentación al Demetanizador Equipo EA-321.

Este equipo es un cambiador de calor del tipo de coraza y tubos, cuya finalidad es el calentamiento del fluido de alimentación a la torre demetanizadora, el vapor fluye por la coraza, y por los tubos una mezcla con un contenido de 91% en mol de hidrógeno.

De acuerdo al proceso, las condiciones de trabajo son:

| | | |
|---------------------|------------------------------|------------------------|
| Fluido | Vapor Alta Presión | 91% mol H ₂ |
| Temperatura de | | |
| Entrada | 719°F | 379°F |
| Temperatura Salida | 570°F | 380°F |
| Calor Transferido | 63630 BTU/hr | |
| Coef. Transf. Calor | | |
| Máximo U | 120 BTU/hr ² lb°F | |

De acuerdo a las ecuaciones citadas en el Capítulo II:

De la corriente por la coraza:

$$q = W_{\text{vap}} C_p \Delta T$$

Donde:

$$W_{\text{vap}} = q / C_p \Delta T \quad C_{p\text{H}_2\text{O}} = 0.533$$

$$W_{\text{vap}} = \frac{63630 \text{ BTU/hr}}{0.53 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} (719-570)^\circ\text{F}} = 801 \text{ lb/hr}$$

$$W_{\text{vap}} = 801 \text{ lb/hr}$$

V.6.2

Estimado de Consumo de Vapor de los Equipos de Media Presión.

Como puede observarse de acuerdo al diagrama de servicios de vapor y condensados mostrado en la pag.280 ; el cabezal de media presión, se ve alimentado por los siguientes equipos:

| | |
|---|---------|
| Tanque continuo de purga de vapor de A.P. | FA-126 |
| Turbina del compresor refrigerante de propileno | GB-501 |
| Turbina de la bomba GA-704 | GAT-704 |
| Cambiador de alimentación al demetanizador | EA-321 |

A su vez, este cabezal va a alimentar con vapor de media presión a los equipos:

| | |
|------------------------------|---------|
| Turbina del compresor GB-701 | GBT-701 |
| Eyectores | — |
| Turbina de la bomba GA-706 | GAT-706 |

| | |
|--|---------|
| Turbina de la bomba GA-708 | GAT-708 |
| Turbina de la bomba GA-701 | GAT-701 |
| Turbina de la bomba GA-206 | GAT-206 |
| Turbina de la bomba GA-501 | GAT-501 |
| Turbina de la bomba GA-601 | GAT-601 |
| Bomba con sello de aceite y lubricante | — |
| Bomba con sello de aceite y lubricante | — |

Este cabezal va a tener además una línea de desfogue y una válvula controladora de presión.

Todos los equipos que alimentan al cabezal de media presión, fueron ya tratados, excepto el tanque continuo de vapor FA-126. Este equipo, así como los equipos que alimentan al cabezal de alta presión, merecen mención aparte y serán analizados al final de la sección.

Estimado de Consumo de Vapor de las Turbinas del Cabezal de Media Presión.

Con el objeto de extenderse lo menos posible, los cálcu-

los para el consumo de vapor de las turbinas, será omitido; pero el método de cálculo usado es el propuesto en el Capítulo II y es el mismo que se utilizó para calcular el consumo de las turbinas de alta presión. Los resultados obtenidos son los mostrados a continuación:

| Turbina | Consumo de Vapor (lb/hr) |
|---------------|-----------------------------|
| GPT-501 y 506 | 12 700 |
| GBT-701 | (1) |
| GAT-706 | ✓ 925 |
| GAT-708 | ✓ 1 633 |
| GAT-101 | ✓ 49 575 |
| GAT-206 | ✓ 6 235 |
| GAT-501 | ✓ 5 200 |
| GAT-601 | ✓ 2 410 |
| GBT-201 | 12 655 |

(1) La turbina GBT va a tener una función intermitente, por tanto, para el balance general de vapor a régimen permanente, consideramos que no consume vapor.

Por necesidades mismas del proceso, y con el objeto de aprovechar al máximo posible el vapor de media presión se estima que los sistemas restantes del cabezal de me dia, van a consumir la siguiente cantidad de vapor:

| Sistemas | Consumo (lb/hr) |
|-------------------|-----------------|
| Desfogue | 3 000 |
| Vapor de dilución | 89 265 |

El consumo de vapor de los eyectores va a estar en función de los condensadores de superficie, equipos éstos últimos que especifica el fabricante. En base el método propuesto en el Capítulo I, el consumo de los eyectores es de ¹⁰⁰⁰2000 lb/hr.

Como se puede observar en el diagrama de servicios, todo el vapor utilizado en las turbinas de media presión para su accionamiento motriz, después de haber realizado el servicio requerido, se envía a un cabezal (al que se inyecta cierta cantidad de vapor de importación, con el objeto de mantener una cantidad determinada), de don de el vapor se envía a un atemperador o desobrecalentador, cuya función es lograr la eliminación del sobrecalentador,

lentamiento, lo cual se obtiene por medio de la adición de agua desmineralizada proveniente del desaereador.

Las cantidades de vapor que maneja el desobrecalentador son:

W vap. alimentación = 105100 lb/hr (resultado de las seis turbinas y dos bombas)

W H₂O alimentación = 11587 lb/hr

W vap de salida = 116687 lb/hr (resultado de la suma de las dos anteriores)

El vapor después de haber sido desobrecalentado es alimentado al cabezal de baja presión.

V.7.3

Estimado de Consumo de Vapor de los equipos de Baja Presión.

El cabezal de baja presión alimenta con vapor de 65 psig a los siguientes equipos:

| <u>Equipo</u> | <u>Código</u> |
|---------------|---------------|
| Desaereador | EG-701 |

| <u>Equipo</u> | <u>Código</u> |
|---|---------------|
| Quemador de Pirólisis | BA-201 (1) |
| Rehervidor del desmetanizador | EA-401 |
| Pre calentador de alim. al convertidor de aceite | EA-406 |
| Rehervidor del despropanizador | EA-419 |
| Rehervidor del desbutanizador | EA-421 |
| Condensador de los gases de desfogue | EA-709 (1) |

(1) El quemador de Pirolisis trabaja intermitentemente, por tanto en régimen permanente podemos considerar que consume una cantidad ínfima de vapor, lo mismo sucede con el condensador EA-709.

a. Consumo de Vapor del Rehervidor del Desmetanizador EA-401.

Este rehervidor es un cambiador de calor del tipo de coraza y tubos, cuya finalidad es rehervir por medio de vapor de baja presión una mezcla de hidro

carburos, tiene las siguientes características de operación:

| | Coraza | Tubos |
|-------------------|----------------------|----------------|
| Fluido | Vapor a Baja Presión | Mezcla de H.C. |
| Temp. entrada | 312°F | 421°F |
| Temp. salida | 250°F | 422°F |
| Calor Transferido | 428,800 BTU/hr | |
| U _{max} | 120 BTU/hr°F lb | |

Haciendo uso de las ecuaciones del Capítulo II

De la corriente que fluye por la coraza, se tiene:

$$q = W_{\text{vap}} C_p_{\text{vap}} (T_2 - T_1) \quad \text{De donde:}$$

$$W_{\text{vap}} = q / C_p_{\text{vap}} (T_2 - T_1) \quad \bar{C}_p = 0.307$$

$$W_{\text{vap}} = 428\,800 \text{ BTU/hr} / 0.307 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} (312 - 250)^\circ\text{F}$$

$$W_{\text{vap}} = 22513.4 \text{ lb/hr} \approx 22510 \text{ lb/hr}$$

- b. Consumo de Vapor del Precalentador de alimentación al convertidor de Aceite EA-406.

Este equipo es un cambiador de calor del tipo coraza y tubos, cuya finalidad es precalentar una mezcla de hidrocarburos por medio de vapor de baja presión. Las condiciones de operación son las siguientes:

| | Coraza | Tubos |
|-------------------|----------------------|----------------|
| Fluido | Vapor a Baja Presión | Mezcla de H.C. |
| Temp. entrada | 312°F | 412°F |
| Temp. salida | 270°F | 413°F |
| Calor Transferido | 323400 BTU/lb do | |
| U max | 120 BTU/lb°Fhr | |

Cálculo: de la corriente por la coraza

$$q = W \text{ vap } \bar{C}_p \text{ vap } (T_2 - T_1) \quad \text{Donde:}$$

$$W \text{ vap} = \frac{q}{\bar{C}_p \text{ vap}} (T_2 - T_1) \quad \bar{C}_p = 0.296$$

$$W \text{ vap} = \frac{323\,400 \text{ BTU/lb}}{0.296 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}} (312 - 270)^\circ\text{F}$$

$$W \text{ vap} = 26\,000 \text{ lb/hr}$$

- c. Consumo de Vapor del Rehervidor del Despropanizador EA-419.

El rehervidor es un cambiador de tubos y coraza, por medio del cual se logra rehervir una mezcla de hidrocarburos con destino al despropanizador; sus características de operación son las siguientes:

| | Coraza | Tubos |
|-------------------|----------------------|-------|
| Fluido | Vapor a Baja Presión | H.C. |
| Temp. entrada | 312°F | 504°F |
| Temp. salida | 250°F | 505°F |
| Calor Transferido | 54800 BTU/lb | |
| U max | 120 BTU/lb°Fhr | |

Cálculo:

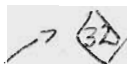
De la corriente de la coraza:

$$W \text{ vap} = q / \bar{C}_p \text{ vap} (T_2 - T_1) \quad \text{donde } \bar{C}_p = 0.307$$

$$W \text{ vap} = 2878 \text{ lb/hr}$$

- d. Cálculo del consumo de vapor del rehervidor al desbutanizador EA-421.

Este equipo es muy semejante a los anteriores y el estimado de vapor se lleva a cabo de la misma manera obteniéndose:



$$W_{\text{vap}} = 1635 \text{ lb/hr}$$

Antes de analizar el desaereador EG-701, seguiremos la trayectoria que sigue el vapor que sale de los cambiadores antes mencionados.

Este vapor ya condensado en gran parte, llega a un cabezal, el cual va a alimentar al tanque de recuperación de condensados FA-705, cuya función es separar el vapor del condensado por medio de flasheo.

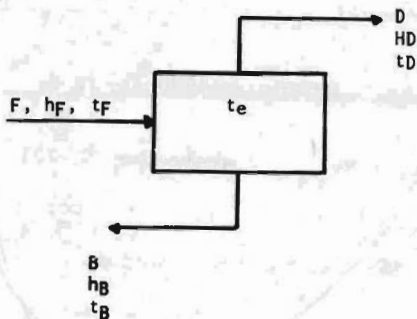
El vapor así separado se condensa, y junto al condensado ya separado de la mezcla, se alimentan al desaereador, pasando previamente por un filtro de carbón FD-701.

Revisemos el % de vaporización en el tanque FA-705.

Este se obtiene por medio de un balance de energía,

de la siguiente manera:

Consideramos el tanque FA-705, como lo muestra el siguiente esquema:



Para que el tanque pueda flashear es necesario que $t_f > t_e$; por tanto haciendo un balance de energía nos da:

Balance Global:

$$F = D + B \quad ; \quad \text{lb/hr} \quad (1)$$

Balance Individual:

$$Fh_f = Dh_D + Bh_B \quad (2)$$

De las ecuaciones (1) y (2), se tienen dos incógni-

tas que son D y B; por tanto combinando las ecuaciones anteriores se tiene que:

$$\frac{D}{F} = \frac{h_F - h_B}{h_D - h_B} \quad \text{Y} \quad \frac{B}{F} = \frac{h_F - h_D}{h_B - h_D} \quad (3)$$

Datos:

ent. l. H₂O
11
(table vapor)

$$F = 52995 \text{ lb/hr}$$

$$h_F = 1168 \text{ BTU/lb} \quad \text{a} \quad t_F = 260^\circ\text{F}$$

$$h_D = 1160.4 \text{ BTU/lb} \quad \text{a} \quad t_e = 240^\circ\text{F}$$

$$h_B = 208.34 \text{ BTU/lb} \quad \text{a} \quad t_e = 240^\circ\text{F}$$

208.34
208.34
sat.

Sustituyendo en (3)

$$\frac{D}{F} = \frac{1168 - 208.34}{1160.4 - 208.34} = \frac{959.60}{952.06} = 2.007 \%$$

De acuerdo al resultado obtenido se observa que todo el fluido que entra al tanque de condensados, se evapora y debe ser condensado en el cambiador EA-701.

Con el objeto de no gastar en exceso de agua para poder condensar todo el vapor, se varía la presión de operación y se logra vaporizar así -

al vapor la
Potencia en
F = 82995 $\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$ $\times 0.16$
= 8479.0

solo un 16 % de la carga total; es decir, 8479.0 lb/hr.

Esta cantidad se obtiene aproximadamente al llevar a cabo un balance de energía sobre el cambiador - EA-701, de la misma manera que en los ejemplos dados, obteniéndose 8425 lb/hr con una temperatura - de entrada del vapor de 212°F.

2
AO

Existe una línea adicional que alimenta al desae- reador como puede observarse del diagrama de ser- vicios. Esta línea es el producto de la descarga de las 3 turbinas de los compresores de la línea de alta presión, a saber:

- a. GB-201
- b. GB-501
- c. GB-601

El vapor al salir de los compresores citados, es condensado totalmente por medio de los siguientes condensadores:

Condensador:

Código:

Condensador de superficie, compre-

7.2

| | |
|----------------------------|---------|
| Condensador: | Código: |
| sor carga gas | EA-218 |
| Condensador de superficie, | |
| compresor propileno | EA-505 |
| Condensador de superficie, | |
| compresor etileno | EA-607 |

En estos equipos, no es necesario estimar el consumo de vapor, supuesto que conocemos el vapor consumido por las turbinas de los compresores.

Ya condensado el vapor es accionado por medio de 3 bombas al desaereador, previo a la entrada se extrae el 34% del condensado, para exportarlo a los límites de baterfa.

Estimado de Consumo de Vapor del Desaereador EG-701. ←

Como ya se mencionó, el desaereador se ve alimentado por medio de 3 líneas:

| Línea | Cantidad |
|--------------------|--------------|
| Condensado a 212°F | 52 995 lb/hr |

709:384



$$h_{ol} / t = \frac{h_f + t_{sa} - t_f}{Sf \cdot g} \times h_{fg}$$

$$\Delta h_{tr} = h_a \cdot h_{ol} / t$$

$$Q_{RC} = \frac{3412}{\Delta h_{tr}}$$

$$w = 3750 \text{ c} \sim \text{Potencia} = 85 \text{ lb/hr}$$

| Línea | Cantidad |
|--|---------------|
| Condensado a 130°F | 366 398 lb/hr |
| Vapor de Media Presión a 312°F y 65 psig | 63 699 lb/hr |
| TOTAL | 483 083 lb/hr |

Ver tabla
pág: 384
42

709:384
419393
52995
+ 366398
419393

Como puede observarse al sumar las líneas de condensados, la capacidad de desaeración es de 419 400 lb/hr.

El desaerador va a ser de tipo de platos y como ya se mencionó, 11 587 lb/hr de agua desaerada se van a mandar al atemperador. *pág: 364*

Si el 3.6% de vapor no condensa, es decir, si 2300 lb/hr de vapor salen del desaerador; entonces, 469 197 lb/hr de agua desaerada, van a alimentarse a los sobrecalentadores BA-601 A/B.

469,197 (A)
+ 11,587 (B)
+ 2,300 (C)
483,084 lb/hr

Estimado del Consumo de Vapor del Tanque Continuo FA-126.

(B) $\frac{11}{hr}$ H₂O que se desahora del desaerador
(A) $\frac{469}{hr}$ H₂O desahorado que se alimenta a los sobrecalentadores BA-601 A/B

De gran parte del condensado que proviene del vapor de alta de los hornos de pirólisis BA-101-110, puede aprovecharse si calor para obtener vapor de media presión y condensado de media presión que es mandado al condensador

EA-702.

El procedimiento como puede observarse en el diagrama de servicios, consiste en introducir el condensado a un recipiente cilíndrico que se encuentra a la presión del vapor de media. De esta manera ocurre una vaporización instantánea.

Para calcular la cantidad de vapor de media que se genera por este procedimiento, basta llevar a cabo un balance de energía semejante al descrito para el tanque EA-705.

El resultado que se obtiene por este medio es el siguiente:

$$\% \text{ de Vapor} = 0.12$$

Es decir, que si alimentamos 14077 lb/hr de condensado de los hornos BA-101-110, obtendremos:

$$W \text{ vapor de media} = 14077 \times 0.12 = 1690 \text{ lb/hr}$$

$$W \text{ cond. de media} = 14077 \times 0.88 = 12387 \text{ lb/hr}$$

La cantidad de condensado así lograda, checa con el valor que se obtiene al llevar a cabo un balance de energía sobre el enfriador EA-702.

El balance realizado fue el siguiente:

| Condiciones: | Coraza | Tubos |
|---------------|-------------------|----------------------|
| Fluido | Condensado a M.P. | Agua de Enfriamiento |
| W agua | | 602 100 lb/hr |
| Temp. entrada | 425°F | 90°F |
| Temp. salida | 110°F | 96.7°F |
| U max | 120 BTU/lb°Fhr | |
| q transferido | 4012900 BTU/hr | |

Fluido por la coraza:

$$W \text{ vap} = q/C_p (T_2 - T_1)$$

$$W \text{ vap} = 4012900 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} / 1.03 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} (425-110)^\circ\text{F}$$
$$= 12368 \text{ lb/hr}$$

Estimado de vapor de los hornos de pirólisis BA-101-110 y de los sobrecalentadores BA-601 A/B

La planta cuenta con diez quemadores de pirólisis de etano de fuego directo con caja de tubos verticales; cada quemador tiene una sección de pirólisis y una sección separada de convección.

Cada sección de pirólisis contendrá un banco de tubos radiantes verticales localizados entre dos paredes de refractario verticales que permite el calentamiento de ambos lados de los tubos horizontales y precalentará la carga existente y el agua de alimentación a la caldera para una eficiencia térmica óptima.

Cada calentador será calentado por gas.

Las paredes que reciban la flama estarán arregladas por pilas verticales de tubos a lo largo de cada pared lateral.

Por datos del fabricante y del proceso se obtienen las siguientes condiciones:

| Condiciones: | Radiante | Mezcla Precalentada | Precal.de H ₂ O de Alimentación |
|--------------------------|------------|------------------------|--|
| Alimentaciones | HC y Vapor | HC y Vapor | Agua Fresca |
| Flujo lb/hr | 42980 | 42980 | 50570 |
| Temp.Entrada°F | 1250 | 240 | 306 |
| Temp.Salida;°F | 1565 | 1250 | 509 |
| Presión Entrada; psia | 50.2 | 85.2 | 767 |
| Presión salida; psia | 30 | 50.2 | 740 |
| Conversión | 60.0 | | |

TABLA 5.4

| UNIDAD | CONSUMO (lb/hr) | | | GENERACION (lb/hr) | | |
|-----------------------|-----------------|-------|--------|--------------------|--------|-------|
| | VA | VM | VB | VA | VM | VB |
| BA-601 A/B | | | | 455120 | | |
| GB-201 | 266484 | | | | | |
| GB-501 | 344990 | | | | 123901 | |
| GB-601 | 68297 | | | | | |
| GAT-704 | 59202 | | | | 59202 | |
| EA-321 | 800 | | | | 800 | |
| FA-126 | | | | | 1697 | |
| DESFOGUE | | 3000 | | | | |
| EYECTORES | | 2000 | | | | |
| GAT-706 | | 925 | | | | 925 |
| GAT-708 | | 1633 | | | | 1633 |
| VAPOR DILUIDO | | 89267 | | | | |
| GAT-101 | | 49575 | | | | 49575 |
| GAT-206 | | 6235 | | | | 6235 |
| GAT-501 | | 5202 | | | | 5202 |
| GAT-601 | | 2410 | | | | 2410 |
| BOMBA SELLO ACEITE | | 12700 | | | | 12700 |
| BOMBA SELLO ACEITE | | 12655 | | | | 12655 |
| BH-701 | | | 105100 | | | |

.... TABLA 5.4

| UNIDAD | CONSUMO (lb/hr) | | | GENERACION (lb/hr) | | |
|--------------|-----------------|---------------|---------------|--------------------|---------------|---------------|
| | VA | VM | VB | VA | VM | VB |
| BH-701 | | | 105100 | | | 116686 |
| EA-401 | | | 22510 | | | |
| EA-406 | | | 25973 | | | |
| EA-419 | | | 2877 | | | |
| EA-421 | | | 1635 | | | |
| EG-701 | | | 63691 | | | |
| TOTAL | 739773 | 185600 | 221786 | 455120 | 185600 | 208021 |

De los resultados de la tabla anterior puede calcularse la capacidad requerida de las calderas de la siguiente manera:

$$\text{Cap caldera} = \text{V. A consumido} - \text{V.A generado}$$

Por tanto:

$$\text{Cap Caldera} = 739773 \text{ lb/hr} - 455120 \text{ lb/hr} = \boxed{284653 \text{ lb/hr}}$$

La cantidad de vapor resultante de esta manera, producido por las calderas, es vapor que debe adicionarse al cabe-

zal de alta presión como vapor de importación, para cubrir los requerimientos del proceso.

De la misma manera se puede obtener la cantidad de vapor de baja presión que hay que importar para que se cumplan los requerimientos citados:

Vapor de importación

$$\begin{aligned} \text{de Baja Presión} &= \text{V.B consumido} - \text{V.B generado} \\ &= 221786 - 208021 = 13765 \text{ lb/hr} \end{aligned}$$

Esta cantidad se adiciona al cabezal de baja presión.

La cantidad de vapor de media presión necesario como salida lateral de los turbogeneradores estará dada por:

$$\begin{aligned} \text{W.M Turbogeneradores} &= \text{V.M generado} - \text{V.M consumido} \\ &= 185600 - 185600 = 0 \text{ lb/hr} \end{aligned}$$

Como puede observarse no existe vapor de media presión como salida lateral de los turbogeneradores, lo cual checa completamente con el diagrama de servicios.

La cantidad de vapor de media, puede modificarse según la cantidad de condensado de alta presión que se alimente al tanque de vaporización instantáneo FA-126.

V.7

Dimensionamiento y simulación del Sistema de Distribución de Vapor de una Planta de Etileno.

V.7.1

Secuencia de Cálculos.

Para utilizar el programa para computadora que se describe en la sección IV.3, y con el objeto de elaborar el DTI de Vapor y Condensados de la Planta de Etileno (Figura - 4.10), se empleó la información básica indispensable, que se describe a continuación:

1. Equipos que consumen vapor.

Todos aquellos equipos que utilizan vapor como medio de calefacción o de accionamiento mecánico, se reportan en el Diagrama de Balance de Vapor y Condensado (Figura 5.1B), y el balance de materia y energía se presenta en la tabla 5.5.

2. Criterios utilizados para el dimensionamiento.

El dimensionamiento se efectúa en base a los criterios de velocidad y caída de presión expuestos en la

TABLA 5.5

BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA

| COND. FLUJO No. | PRESION (PSIG) | TEMPERATURA (°F) | GASTO EN MASA (lb/hr) | GASTO VOL. (ft ³ /hr) |
|--------------------|-------------------|---------------------|--------------------------|-------------------------------------|
| 1 | 600 | 750 | 739 773 | 144149.06 |
| 2 | 600 | 750 | 284 653 | 55466.289 |
| 3 | 620 | 760 | 455 120 | 85183.798 |
| 4 | 740 | 509 | 14 077 | 2789.734 |
| 5 | 558.8 | 249 | 266 484 | 94986.276 |
| 6 | 260.3 | 184 | 344 990 | 282778.68 |
| 7 | 450.3 | 174 | 68 297 | 33577.679 |
| 8 | 600 | 750 | 59 202 | 11535.853 |
| 9 | 600 | 719 | 800 | 160.0 |
| 10 | - | 135 | 68 297 | - |
| 11 | - | 135 | 221 089 | - |
| 12 | 275 | 520 | 123 901 | 63250.293 |
| 13 | 275 | 520 | 185 600 | 94747.051 |
| 14 | 310 | 425 | 1 697 | 855.903 |
| 15 | 275 | 520 | 3 000 | 1531.471 |
| 16 | 275 | 520 | 2 000 | 1020.981 |
| 17 | 275 | 520 | 89 267 | 45569.96 |
| 18 | 275 | 520 | 925 | 472.20 |
| 19 | 275 | 520 | 1 633 | 833.63 |
| 20 | 275 | 520 | 49 575 | 25307.57 |
| 21 | 275 | 520 | 6 235 | 3182.90 |
| 22 | 275 | 520 | 5 202 | 2655.572 |
| 23 | 275 | 520 | 2 410 | 1230.282 |
| 24 | 275 | 520 | 12 699 | 6482.719 |
| 25 | 275 | 520 | 12 654 | 6459.747 |
| 26 | 310 | 425 | 12 358 | 6232.914 |
| 27 | - | 135 | 266 484 | - |
| 28 | 67 | 500 | 105 099 | 194232.11 |
| 29 | 67 | 500 | 13 766 | 25440.768 |
| 30 | 205.8 | 280 | 11 587 | 10299.555 |
| 31 | 67 | 317 | 116 686 | 3733.729 |
| 32 | 65 | 312 | 1 635 | 3851.590 |
| 33 | 65 | 312 | 2 877 | 6777.385 |
| 34 | 65 | 312 | 25 973 | 61184.923 |
| 35 | 65 | 312 | 22 510 | 53027.09 |
| 36 | - 12.5 | 130 | 68 297 | 76660680.0 |
| 37 | - 12.5 | 130 | 221 089 | 248163650.0 |
| 38 | - 12.5 | 130 | 266 484 | 299117740.0 |
| 39 | 15.0 | 260 | 52 995 | 359288.13 |
| 40 | 27 | 212 | 8 424 | 43572.173 |
| 41 | 27 | 212 | 52 995 | 274110.55 |
| 42 | - | 130 | 366 398 | - |
| 43 | 65 | 312 | 63 691 | 150037.69 |
| 44 | 105.4 | 280 | 469 197 | 765286.25 |
| 45 | 35 | 280 | 2 300 | 9065.825 |

IV.1.2. Estos criterios, se alimentan a la computadora, con la finalidad de que los diámetros se calculen con estas bases.

La cédula de la tubería, se elige de acuerdo con la especificación de tuberías que se discute en la sección IV.2.3.

3. Localización del equipo.

Para llevar a cabo la simulación del sistema de distribución, es necesario contar con la posición exacta del equipo dentro de la planta de etileno. Esta información, se obtuvo de la figura 4.7.A.

La longitud equivalente de cabezales, subcabezales y ramales, se obtiene suponiendo una trayectoria - factible en base a la figura antes mencionada.

4. Determinación del número de estaciones de servicio.

Se efectuó en base a los criterios y normas que se trataron en la sección IV.2.5.2.

Para hornos y equipos elevados, se colocó una estación de servicio por cada 7 metros de elevación, -

es decir, en cada registro de hombre.

La altura de los equipos y su número de registros de hombre, se calculó en base a las Hojas de Datos de los equipos. (Sección IV.2.4).

5. Identificación de las Líneas de Vapor.

Para la elaboración del DTI de vapor y condensados (Figura 4.17), se utilizó el método descrito en la sección IV.2.5.1, usándose como base de numeración, la serie 100.

V.7.2

Presentación de resultados.

El listado de computadora que se presenta en el Apéndice I, presenta toda la información relativa al dimensionamiento y simulación del sistema de distribución de vapor de la Planta de Etileno.

Se presentan los resultados generales para 6 subsistemas que se estructuraron en base a las condiciones de presión y temperatura del vapor, de la manera siguiente:

1. Vapor sobrecalentado de alta presión (600 psig y

700°F).

2. Vapor saturado de alta presión (720 psig y 509°F).
3. Vapor de media presión (275 psig y 520°F).
4. Vapor de dilución (275 psig y 520°F).
5. Vapor sobrecalentado de baja presión (67 psig y 520°F).
6. Vapor de baja presión saturado (65 psig y 312°F).

En las figuras 5.2 a 5.7, se presentan estos subsistemas.

Los números que se reportan en pequeños círculos, corresponden al número de nodo respectivo.

Nótese que los resultados del Apéndice I, se presentan de acuerdo a esta notación nodal.

A continuación, se presenta un resumen de los datos y de los resultados que se obtienen para el sistema de vapor - sobrecalentado de alta presión (600 psig y 700°F), a manera de ilustración con el objeto de mostrar al lector la interpretación de los resultados que aparecen en el Apéndice I.

1. Diámetros Internos calculados.

En esta tabla, se presentan las condiciones de gasto, presión y temperatura de la línea, así como la longitud equivalente y el diámetro calculado teórico, que debe tener la línea para cumplir con las restricciones de velocidad y caída de presión.

Los resultados se expresan en forma nodal. Para el caso del sistema de vapor sobrecalentado de alta presión (600 psig y 700°F), la numeración de los nodos, está de acuerdo con la de la figura 5.2, y los diámetros calculados son los siguientes:

| Del Nodo | Al Nodo | Diámetro Interno Calculado (in) |
|----------|---------|---------------------------------|
| 1 | 2 | 11.2546 |
| 2 | 3 | 6.0991 |
| 2 | 4 | 14.2498 |
| 4 | 5 | 1.2722 |
| 4 | 6 | 14.2728 |
| 6 | 7 | 10.1898 |
| 6 | 8 | 15.0637 |
| 11 | 13 | 12.3982 |

| Del Nodo | Al Nodo | Diámetro Interno Calculado (in) |
|----------|---------|------------------------------------|
| 8 | 14 | 5.7920 |
| 11 | 12 | 9.9185 |
| 9 | 10 | 9.9185 |
| 9 | 11 | 15.4288 |
| 8 | 9 | 18.0151 |

2. Criterios utilizados en el dimensionamiento.

Los diámetros internos se calcularon para este sistema en base a los criterios que aparecen en la segunda tabla de resultados. Para el sistema que se está analizando, de acuerdo con los resultados del Apéndice I, la velocidad máxima permisible es 330 ft/seg y la caída de presión máxima permitida es la siguiente:

| $\Delta P/100$ ft Máxima | Aplicación |
|--------------------------|-------------------------------------|
| 1.5 | Cabezales |
| 3.5 | Tramos cortos y entrada a Turbinas. |

También se presentan en esta tabla la velocidad -

calculada y la caída de presión por 100 ft, en cada una de las líneas, si su diámetro fuera el reportado anteriormente:

| Del Nodo | Al Nodo | Velocidad Calculada ft/seg | $\Delta P/100$ ft (psi) |
|----------|---------|-------------------------------|----------------------------|
| 1 | 2 | 162.52 | 3.4471 |
| 2 | 3 | 109.56 | 3.4827 |
| 2 | 4 | 121.45 | 1.4429 |
| 4 | 5 | 29.49 | 2.9137 |
| 4 | 6 | 121.59 | 1.4433 |
| 6 | 7 | 153.15 | 3.4664 |
| 6 | 8 | 178.97 | 2.9317 |
| 11 | 13 | 110.050 | 1.4142 |
| 8 | 14 | 105.30 | 3.4547 |
| 11 | 12 | 138.03 | 2.9134 |
| 9 | 10 | 138.03 | 2.9134 |
| 9 | 11 | 128.40 | 1.4665 |
| 8 | 9 | 139.69 | 1.4463 |

3. Diámetros comerciales que pueden utilizarse.

En el Apéndice I, también se reportan los diámetros nominales y las cédulas que se recomiendan.

Para el sistema que se está tratando los resultados que se obtuvieron son los siguientes:

| DIRECCION DE LA TUBERIA | DIAMETRO NOMINAL (IN) | CEDULA |
|---------------------------|-----------------------|-----------|
| Del cabezal a GB-501 | 14.0 | 60 |
| Del cabezal a GB-601 | 8.0 | 80 |
| Cabezal (del Nodo 2 al 4) | 16.0 | 60 |
| Del cabezal a EA-321 | 1.5 | 80 |
| Cabezal (Del Nodo 4 al 6) | 16.0 | 60 |
| Del cabezal a GB-201 | 12.0 | pared 0.5 |
| Cabezal (Del Nodo 6 al 8) | 18.0 | 60 |
| Vapor importado | 14.0 | 80 |
| Del cabezal a GAT-704 | 8.0 | 80 |
| De BA-601 A al cabezal | 12.0 | pared 0.5 |
| De BA-601 B al cabezal | 12.0 | pared 0.5 |
| Cabezal (Nodo 9 al 11) | 18.0 | 60 |
| Cabezal (Nodo 8 al 9) | 20.0 | 60 |

En esta tabla, se presentan además el diámetro inter no de la tubería, la velocidad y la caída de presión que se espera tener en la línea.

En la figura 5.2, se han representado todos estos diámetros al lado de la línea a la que corresponden.

4. Datos necesarios en el Módulo II, del Monograma de Computadora.

Se puede observar en las hojas de resultados del Apéndice I, para el sistema que se está considerando, que durante la simulación se ha fijado la presión en el nodo 13 y los gastos netos que se deben tener en cada uno de los nodos restantes. La presión en los demás nodos, es incógnita. Los valores que se tienen reportados son los siguientes:

| Nodo | Consumo Neto (lb/hr) |
|------|-------------------------|
| 1 | -344990.0 |
| 2 | 0.0 |
| 3 | - 68297.0 |
| 4 | 0.0 |
| 5 | - 800.0 |
| 6 | 0.0 |
| 7 | -266484.0 |
| 8 | 0.0 |
| 9 | 0.0 |
| 10 | 227560.0 |
| 11 | 0.0 |

| Nodo | Consumo Neto (lb/hr) |
|------|-------------------------|
| 12 | 227560.0 |
| 13 | Incógnita |
| 14 | - 59202.0 |

Estos valores coinciden con los que se reportan en el Diagrama de Balance de Vapor y Condensado (Figura 4.4).

De acuerdo con la convención establecida en la sección IV.3.2.1, el signo negativo para el consumo neto, significa que sale vapor del sistema. En los nodos, donde el gasto neto es 0.0, no hay extracción ni alimentación de vapor al sistema.

Nótese que para el sistema de la Figura 5.2, hubiera podido fijarse la presión del nodo 11 o de cualquier otro nodo, resultando entonces un perfil de presiones diferente, pero siempre se guardaría una misma relación entre la presión de nodos adyacentes, y serían los nodos que se encuentran lejos al punto de entrada a alimentación de vapor los que en última instancia determinarían la estructu-

ra del sistema, puesto que para ellos se tienen las máximas caídas de presión, no importando la presión que se tenga en un equipo que se considere como referencia.

5. Característica del Conector.

La "característica" del conector que se va a utilizar durante la simulación, se calcula en la forma - descrita en la sección IV.3.2.2.

En el Apéndice I, se reportan los siguientes valores para el sistema de la figura 5.2.

| Del Nodo | Al Nodo | Característica del Conector |
|----------|---------|-----------------------------|
| 1 | 2 | 4.344 E-11 |
| 2 | 3 | 6.242 E-10 |
| 2 | 4 | 5.550 E-12 |
| 4 | 5 | 1.079 E-05 |
| 4 | 6 | 1.525 E-11 |
| 6 | 7 | 4.081 E-11 |
| 6 | 8 | 1.899 E-11 |
| 11 | 13 | 9.146 E-12 |
| 8 | 14 | 1.212 E-09 |
| 11 | 12 | 3.376 E-11 |

| Del Nodo | Al Nodo | Característica del Conector |
|----------|---------|-----------------------------|
| 9 | 10 | 3.376 E-11 |
| 9 | 11 | 1.833 E-12 |
| 8 | 9 | 8.193 E-14 |

Estos valores se van a utilizar durante la simulación del sistema.

6. Resultados que se obtienen de la simulación.

Como resultado de la simulación del sistema, se obtiene el perfil de presiones, y los flujos en todas las tuberías.

Para el sistema de la figura 5.2, se reportan las siguientes presiones:

| Nodo | Presión (PSIA) |
|------|----------------|
| 1 | 595.905 |
| 2 | 601.076 |
| 3 | 598.164 |
| 4 | 602.024 |
| 5 | 595.118 |
| 6 | 604.638 |
| 7 | 601.740 |

| Nodo | Presión (PSIA) |
|------|----------------|
| 8 | 613.433 |
| 9 | 613.478 |
| 10 | 615.226 |
| 11 | 613.959 |
| 12 | 615.707 |
| 13 | 614.700 |
| 14 | 609.184 |

Los flujos en las tuberías son:

| Del Nodo | Al Nodo | Flujo (lb/hr) |
|----------|---------|---------------|
| 1 | 2 | -344990.0 |
| 2 | 3 | 68297.0 |
| 2 | 4 | -413287.0 |
| 4 | 5 | 800.0 |
| 4 | 6 | -414087.0 |
| 6 | 7 | 266484.0 |
| 6 | 8 | -680571.0 |
| 11 | 13 | -284653.0 |
| 8 | 14 | 59202.0 |
| 11 | 12 | -227560.0 |
| 9 | 10 | -227560.0 |

| Del Nodo | Al Nodo | Flujo (lb/hr) |
|----------|---------|---------------|
| 9 | 11 | -512213.0 |
| 8 | 9 | -739773.0 |

El signo negativo en los flujos, indica que el vapor fluye en sentido inverso al indicado. Así, - por ejemplo, para la línea que va del nodo 11 al - 13, se tienen 284653.0 lb/hr, de vapor que van del nodo 13 al nodo 11; y así sucesivamente.

7. Función de desbalanceo.

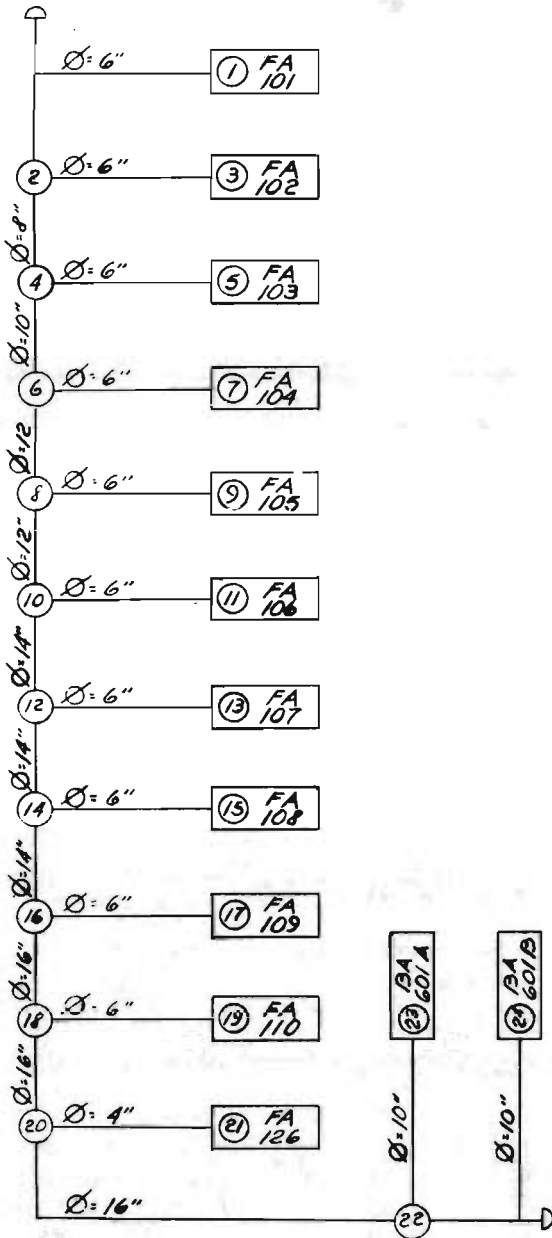
Como prueba de convergencia, del método de simulación, se utiliza la función de desbalanceo, que se ha definido ya en la sección IV.3.2.1.

Esta función es una medida de la desviación a la ley de continuidad aplicada a cada nodo. Teóricamente, su valor debe ser cero para todos los nodos. Sin embargo, se aceptan como buena aproximación valores menores a 4×10^{-7} lb/hr.

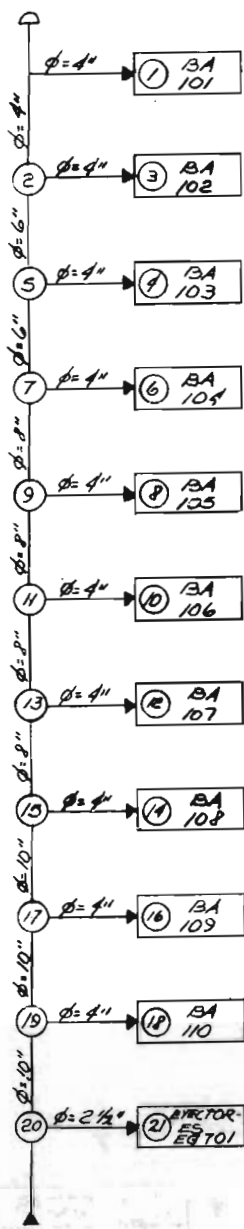
Para el sistema de la figura 5.2, los resultados - que se obtienen son:

| Nodo | Acumulación en el Nodo (lb/hr) |
|------|-----------------------------------|
| 1 | 2.289 E-5 |
| 2 | -1.793 E-4 |
| 3 | -3.386 E-5 |
| 4 | 1.984 E-4 |
| 5 | -2.235 E-7 |
| 6 | -5.722 E-5 |
| 7 | -3.815 E-5 |
| 8 | 3.803 E-2 |
| 9 | -4.124 E-2 |
| 10 | 9.012 E-5 |
| 11 | 4.616 E-3 |
| 12 | -3.953 E-4 |
| 13 | -9.499 E-4 |
| 14 | -6.294 E-5 |

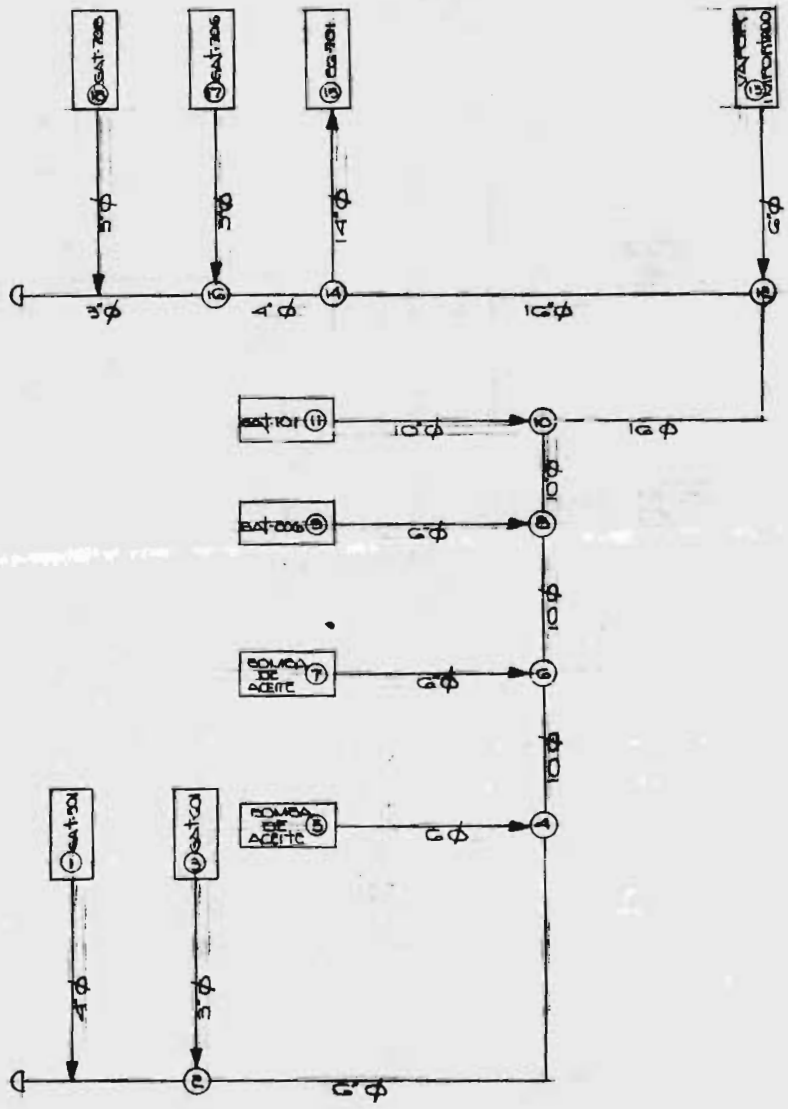
Los resultados para los demás sistemas, se presentan en forma similar a la descrita, en el Apéndice I.



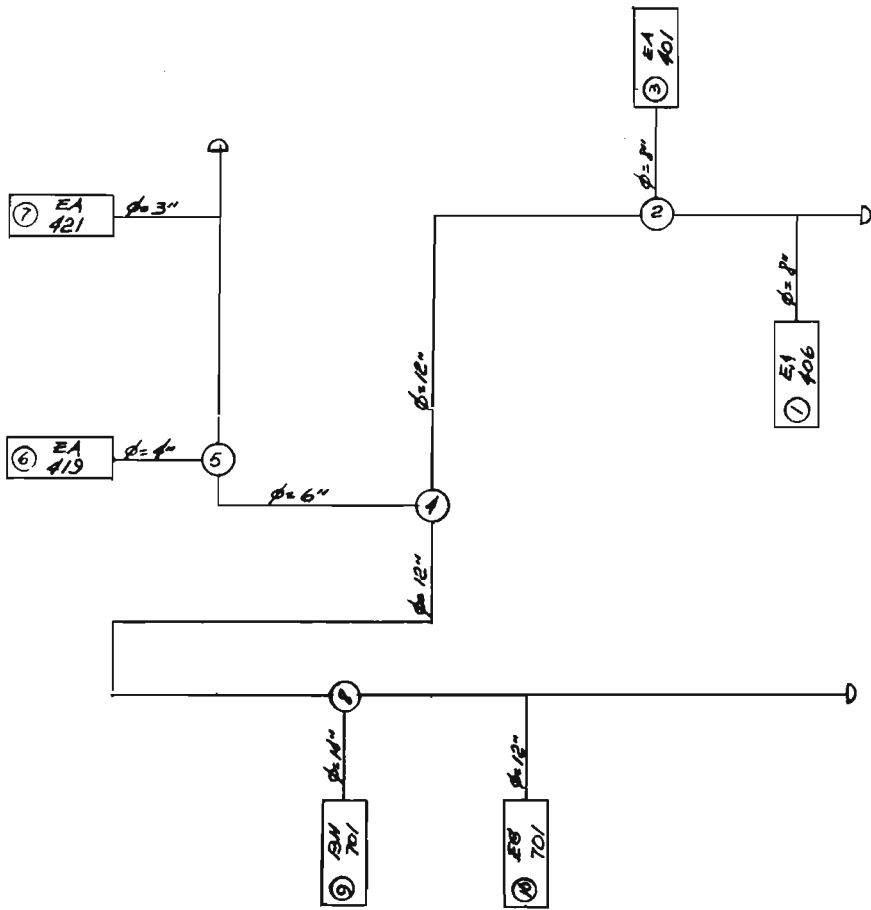
| |
|---|
| TESIS UNAM |
| SISTEMA DE VAPOR SATURADO DE ALTA PRESION P. 720# T: 509°F |
| FIGURA 5.3 |



| |
|------------------------------|
| TESIS UJAM |
| SISTEMA DE VAPOR DE DILUCION |
| P=275 # T=520 °F |
| FIGURA 5.5 |



| |
|---|
| TESIS UNAM |
| SISTEMA DE VAPOR SOBRECALENTADO DE BAJA PRESION P=0.7 T=500° |
| FIG. 5C |



| |
|--|
| TESIS UNAM |
| SISTEMA DE VAPOR SATURADO DE BAJA PRESION |
| P: 65 # T: 312 °F |
| FIGURA 5.1 |

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha tratado de presentar la información básica necesaria y la secuencia de cálculo indispensable para la selección y diseño de un Sistema de Generación y Distribución de Vapor.

No se han tocado algunos puntos, no por tener menos importancia dentro del proceso de diseño, sino porque cada uno de ellos puede ser objeto de un estudio individual, quizás de la misma magnitud que éste. Entre ellos podemos citar: diseño mecánico de un generador de vapor, utilización de aislante térmico para líneas de vapor y condensados, esfuerzos en tuberías, trampas de vapor, líneas de retorno de condensados, etc.

Creemos que el objetivo planteado al principio de este trabajo ha sido logrado, sin embargo, algunos aspectos han sido tratados con la mayor brevedad posible, para cumplir con la limitación de espacio que se tiene. En ocasiones, se han sacrificado tecnicismos tratando de reducir la complejidad de algunos conceptos.

El método elegido para la selección de un sistema de generación de vapor es lo suficientemente confiable ya que se basa en un método gráfico de gran exactitud, obtenido fundamentalmente mediante procedimientos empíricos.

En lo que respecta al modelo matemático de resolución y simulación de redes, el método utilizado se considera el mejor en la actualidad y supera al de Hardy-Cross utilizado tradicionalmente. Sin embargo, estos modelos son modificados y depurados continuamente debido a la gran importancia que tienen, tanto en el diseño de los sistemas de distribución de servicios auxiliares en las plantas de proceso, como en las redes de distribución de agua potable y gas natural para las ciudades.

A P E N D I C E I

C * TESIS PROFESIONAL *
 C * FACULTAD DE QUIMICA *
 C * UNIVERSIDAD AUTONOMA DE MEXICO *

C * ANTONIO CALDERON CHAGOLLA *
 C * CARLOS GONZALEZ AYLLON *

C * * * RESOLUCION Y SIMULACION DE REDES * * *

C I N D I C E D E V A R I A B L E S

```

*****
*
*                                            M O D U L O   I                           *
*   NMKL   0 CUANDO NO HAY OTRO GRUPO DE DATOS.                           *
*           1 SI SE TIENE OTRO GRUPO DE DATOS.                           *
*   TITULO  IDENTIFICACION DEL SISTEMA DE VAPOR QUE SE                   *
*           ESTE ANALIZANDO.                                               *
*   CLAVE   ESTABLECE CUAL ES EL PUNTO DONDE SE CONOCE                   *
*           LA PRESION.                                                     *
*   R       PRESION PROMEDIO DEL VAPOR EN PSIG.                           *
*   T       TEMPERATURA PROMEDIO DEL VAPOR EN G.F.                       *
*   TUR     0 EN LINEAS QUE NO ALIMENTAN A TURBINAS.                   *
*           1 ALIMENTACION A TURBINAS O CALDERAS.                       *
*   CON     PARA VAPOR SATURADO = 0                                       *
*           1 VAPOR SOBRECALENTADO DE ALTA PRESION.                   *
*           2 VAPOR SOBRECALENTADO DE PRESION MEDIA.                   *
*   LB      LONGITUD EQUIVALENTE DE LA TUBERIA EN FT.                   *
*   D1,D2  DIAMETRO INTERNO CALCULADO EN IN.                           *
*   V       VELOCIDAD CALCULADA EN LA TUBERIA EN FT/SEG.               *
*   VMAX   VELOCIDAD MAXIMA RECOMENDADA EN FT/SEG.                   *
*   VMIN   VELOCIDAD MINIMA RECOMENDADA EN FT/SEG.                   *
*   VL      VELOCIDAD MAXIMA LIMITE EN FT/SEG.                           *
*   DPER   CAIDA DE PRESION EN 100 FT RECOMENDADA                   *
*           EN PSI/100 FT.                                                 *
*   DELTAP CAIDA DE PRESION CALCULADA EN 100 FT EN                   *
*           PSI/100 FT.                                                     *
*   HL      ENTALPIA DEL LIQUIDO SATURADO EN BTU/LB.                   *
*   HV      ENTALPIA DEL VAPOR SATURADO EN BTU/LB.                   *
*   SVV     DENSIDAD DEL VAPOR SATURADO EN LB/FT**3.                   *
*   SVL     DENSIDAD DEL LIQUIDO SATURADO EN LB/FT**3.               *
*   HVAP   ENTALPIA DE VAPORIZACION EN BTU/LB.                       *
  
```



```

C          *          PRESION ES INCOGNITA.          *
C          *          NQN          NUMERO TOTAL DE NODOS DONDE EL GASTO NETO          *
C          *          ES INCOGNITA.          *
C          *          NIT          NUMERO TOTAL DE NODOS DONDE LA CARACTERISTI*
C          *          CA DEL CONECTOR ES INCOGNITA.          *
C          *          Q          FLUJO QUE SE TIENE DE UN NODO A OTRO EN          *
C          *          LB/HR. DE ACUERDO CON LA DEFINICION DE LA          *
C          *          TPAR          VALOR NUMERICO DE LA PARCIAL DE LA ECUACION*
C          *          SECCION IV.3.2.1.          *
C          *          DE CONTINUIDAD EN EL NODO CON RESPECTO A LA*
C          *          INCOGNITA.          *
C          *          AI          INVERSA DE LA MATRIZ DE DERIVADAS PARCIALES.*
C          *          FF          FUNCION DE DESBALANCEO EN EL NODO. EN LB/HR*
C          *          CALCULADA COMO SE EXPONE EN LA SECCION          *
C          *          IV.3.2.1.          *
C          *          ALFA          CONSTANTE QUE SE UTILIZA PARA ACELERAR LA          *
C          *          CONVERGENCIA. BASADA EN LO QUE SE EXPUSO          *
C          *          EN LA SECCION IV.3.2.1.          *
C          *          TERM          SUMA PARA TODOS LOS NODOS DE LA FUNCION DE          *
C          *          DESBALANCEO EN LB/HR.          *
C          *          LL          CONTADOR DE ITERACIONES.          *
C          *          RNCOG          VALOR CORREGIDO DE LAS INCOGNITAS. SUS UN*
C          *          DADES SON DEPENDIENTES DEL TIPO DE INCOGNITA*
C          *          GASTO EN LB/HR, PRESION EN PSIA.          *
C          *          CALIFA          VARIABLE PARA CONTROLAR LOS DATOS.          *
C          *          *          *          *          *          *          *          *
C          *****

```

```

C          *          *          *          *          *
C          *          M O D U L O   I
C          *          *          *          *          *

```

```

REAL LB
INTEGER CUALP, CUALQN, TRUO, COM
DIMENSION KTR0L(30), P(30), GN(30,1), A(30,30), CZ(30),
/NOO(30), NDO(30), DIVs(30), B(30,1), AI(30,30), S(30,30),
/QUEN(30), QUEND(30), CUALP(30), CUALQN(30), RNCOG(30),
/CONNECT(30,30), TPAR(30,30), FF(30,1), Q(30,30),
/CORREC(30,1), ALFA(30), CRR(30,40), CNI(2,4), ZP(30,30),
/ZDEL(30,30), ZVER(30,30), DNN(30,30), DNE(30,30), ARNAME(30,4),
/ER(19), BX(19), AX(19), CX(16), TITULO(12), PP1(30), PP2(30),
/PP3(30), PP4(30), PP5(30)
DATA AX/.547,0.742,0.957,1.5,1.939,3.068,4.026,6.065,7.981,10.02,
/12.0,13.25,15.25,17.25,19.25,22.25,23.25,29.25,35.25/
DATA BX/.622,0.824,1.049,1.610,2.067,3.068,4.026,6.065,7.981,10.02
/,12.0,13.25,15.25,17.25,19.25,22.25,23.25,29.25,35.25/
DATA CX/.547,0.742,0.957,1.5,1.939,2.930,3.826,5.761,7.625,9.564,
/11.0,12.814,14.688,16.500,18.376,22.064/
DATA ER/0.5,0.75,1.0,1.5,2.0,3.0,4.0,6.0,8.0,10.0,12.0,14.0,16.0,
/18.0,20.0,22.0,24.0,30.0,36.0/
DATA CNI/' TUBE', 'RIA', ' TURB', 'INA', ' COMPRI', 'ESOR', '
/' POI', 'ZO'

```

```

C          *** LECTURA DE LOS DATOS PARA EL MODULO I ***

```

```

5554 READ(5,/) NHKL

```

410

```

READ(5,11112) FIGURA
11112 FORMAT(2A4)
READ(5, 5552) TITULO

```

```
5552 FORMAT( 12A6)
PRINT 51
```

```
PRINT 11111, TITULO
11111 FORMAT(25(/),T9,32(' '),//,T9,'*',12A6,T71,'*',//,T9,32(' '))
READ(5,/) N,NC,NR,NL,NG,NIP,NQN,NIT, LL
```

```
C          *** CUANDO SE TIENEN VARIOS GRUPOS DE DATOS ***
C          DEBEN HACERSE CERO LOS VALORES DE TODOS
C          LOS VECTORES Y MATRICES DE DIMENSIONES
C          VARIABLES
```

```
DO 7543 I=1,11
DO 7543 J=1,N
KTROL(I) = 0
P(I) = 0.0
QN(I,1) = 0.0
A(I,J) = 0.0
CZ(I) = 0.0
NGDO (I) = 0
DVS(I) = 0.0
B(I,1) = 0.0
AI(I,J) = 0.0
S(I,J) = 0.0
QUEN(I) = 0
CUALP(I) = 0
CUALQN(I) = 0
RNCOG(I) = 0.0
CONECT(I,J) = 0.0
TPAR(I,J) = 0.0
FF(I,1) = 0.0
Q(I,J) = 0.0
CORREC(I,1) = 0.0
ALFA(I) = 0.0
CRR(I,J) = 0.0
ZR(I,J) = 0.0
ZDEL(I,J) = 0.0
ZVER(I,J) = 0.0
DNN(I,J) = 0.0
7543 ONE(I,J) = 0.0
```

```
C          *** LECTURA DE VARIABLES QUE UTILIZA EL MODULO II***
```

```
READ(5,/) CLAVE
IJK= CLAVE
READ(5,/) P(IJK)
READ(5,/) R, T
```

```
C          *** ESCRITURA DE ENCABEZADOS Y FORMATOS ***
```

```
7655 FORMAT(1H1,T9,37(' '),//,T9,'*',T81,'*',//,T9,'*',T81,'*',//,T9,'*',
1T35,
1 'MODULO I',T81,'*',//,T25,'* DIAMETROS INTERNOS CALCULADOS',T81,
3'*,//,T9,'* LAS ',
3CONDICIONES DE GASTO,PRESION Y TEMPERATURA MEDIA DE LA LINEA SE',
5T81,
4'*,//,T9, '* OBTIENEN DEL DIAGRAMA DE BALANCE DE VAPOR Y CONDENS
5ADO(FIG 4.4) ',T81,'*',//,T9,'* CON ESTOS DATOS SE OBTIENE UN DIAME
6TRO TEORICO TENTATIVO(COLUM. 7)',T81,'*',//,T9, '* ESTE DIAMETRO
7INTERNO SE TOMA COMO BASE PARA LA ELECCION DEL DIAME-',T81,'*',//, 411
```



```

8T9,'* TRO INTERNO COMERCIAL. LA LONGITUD EQUIVALENTE SE OBTUVO EN
9BASE AL',T81,'*',/,T9,'* PLANO DE LOCALIZACION GENERAL(FIG 4,7A),
1ELIGIENDO UNA TRAYECTOPIA FAC-',T81,'*',/,T9,'* TIBLE DE LA LINEA
2OE',
2 VAPOR.',T81,'*',/,T9,'* LA NUMERACION DE NODOS CORRESPONDE A LA Q.
3UE SE PRESENTA EN LA FIGU-',T81,'*',/,T9,'* RA',2A4)
19452 FORMAT(T81,'*',/, T9, 37('* '), //)
      PRINT 7655, FIGURA
      PRINT 19452
      LKM = 1
      DO 3012 I=1, N
3012 ALFA(I) = 0.6
      KLM = 1
      WRITE(6,82)
      82 FORMAT(T30, 'GASTO', T43,'P', T52,'T', T64,'LE', T69, 3X,'D',//)
      WRITE(6,83)
      83 FORMAT(T12,'DEL NODO AL NODO',T30, '(LB/HR)', T41,'(PSIA)', T51,
/ '(F)', T63, '(FT)', T69, 2X, '(IN)', //)
      84 FORMAT(1X,/, 10X, 2I8, 4F10.1, F10.4)
      KL = 1
      T = T+460.0
      R = R+14.7
      93 M=0
      NZOE=0
      CALIFA=0
      D1= 10.0
      K= 0
      READ(5, 5551) ARNAME(KLM,1), ARNAME(KLM,2),
/ ARNAME(KLM,3), ARNAME(KLM,4)
5551 FORMAT(4A6)
      READ(5,/) I,J, W,CON,TUR,MAQ,LB,ND, CAB

```

C *** APLICACION DE LOS CRITERIOS DE VELOCIDAD ***

```

.TTR=0.0
IF(CON .EQ. 4) TTR= 4.0
IF(TTR .EQ. 4.0) SVV= 10.72*T/(R*18.0)
IF (TTR .EQ. 4.0) CON = 0
IF (CON .EQ. 5) TTR=5.0
IF(CON .EQ. 5) CON = 1
IF(TTR .EQ. 5.0) SVV= 430.8419/(R-1.66) +0.2031-0.000258*R
92 IF(MAQ .NE. 1) GO TO 998
   VL= 20.0
   VMIN= 12.5
   VMAX= 15.0
   GO TO 995
998 IF( TUR .EQ. 0) GO TO 991
   VL= 330.0
   VMIN= 100.0
   VMAX= 320.0
   GO TO 995
991 IF( CON=1) 992, 993, 994
C
C *** VAPOR SATURADO ***
992 VMIN= 40.0 + 2.0*D1
   VMAX= 96.0+2.0*D1
   VL= 200.0
   GO TO 995

```

```

DNN(I,J)=DN2
DNE(I,J)=RD2
ZR(I,J)=3.38E-8*(RD2+3.6)*SVV*LB/(RD2**6)
ZDEL(I,J)=ZR(I,J)*(W**2)*100.0/LB
ZVER(I,J)=0.0509*H/(RHO*(RD2**2))
IF(ND.EQ.1) GO TO 93

```

C *** ESCRITURA DE LOS CRITERIOS DE DIMENSIONAMIENTO***

```

80 FORMAT(1H1,T9,36(' '),//T9,'*',T9,'*',//T9,'*',T9,'*',//T9,'*',
/T40,
1 'MÓDULO I',//T9,'*',T20,'*** CRITERIOS UTILIZADOS PARA EL DIMENS
2 IONAMIENTO ***',T9,'*',//T9,'*' LOS
3 'DIAMETROS SIGUIENTES CUMPLEN CON LAS RESTRICCIONES DE VELOCIDAD',
4 'Y CAIDA DE PRESION QUE SE OBTIENEN EN BASE A LOS C
5 RITERIOS DE LA', T9,'*',//T9,'*' SECCION IV.1.2.TODOS ESTOS C
6 RITERIOS SE ALIMENTAN A LA COMPUTA',T9,'*',//T9,'*' PA, Y DURANTE
7 'EL PROCESO SE ELIGEN TODOS AQUELLOS QUE PUEDEN',T9,'*',//T9,
8 'APLICARSE PARA LAS CONDICIONES REALES DE LA LINEA',T9,'*',//
9 'EN LAS COLUMNAS 3 Y 6 SE MUESTRAN LA VELOCIDAD Y CAIDA DE PP
10 'RESION',T9,'*',//T9,'*' CALCULADAS EN EL PROGRAMA',T9,'*',//T9,
11 'LA NUMERACION DE LOS NODOS CORRESPONDE A LA DE LA FIGURA',2X,2A4)
10931 FORMAT(T9,'*',//T9,36(' '), //)
PRINT 60, FIGURA
PRINT 10931
PRINT 7654
7654 FORMAT(T33, 'V', T41, 'VMIN', T51, 'VMAX', T59, 'DP/100 FT', T69,
/ 'OP MAX/100 FT', //)
PRINT 7653
7653 FORMAT( 8X, 'DEL NODO AL NODO', T31, '(FT/SEG)', T41, '(FT/SEG)',
/ T50, '(FT/SEG)', T61, '(PSI)', T71, '(PSI)', //)
DO 7651 KL=1, KLM=1
I= NODO(KL)
J= NODO(KL)
ROCA1= PP1(KL)
ROCA2= PP2(KL)
ROCA3= PP3(KL)
ROCA4= PP4(KL)
ROCA5 = PP5(KL)
WRITE(6,7657) I,J, ROCA1, ROCA2, ROCA3, ROCA4, ROCA5
7657 FORMAT(1X, //, 6X, 2I8, 4X, 3F10.2, F10.4, F10.1)
7651 CONTINUE
PRINT 54, ARNAME(1,1), ARNAME(1,2), ARNAME(1,3), ARNAME(1,4)
PRINT 55
PRINT 56
PRINT 57
DO 501 KL=1, KLM=1
I= NODO(KL)
J= NODO(KL)
R1= DNN(I,J)
R2= DNE(I,J)
R3= ZDEL(I,J)
R4=ZVER(I,J)
Z1 = ARNAME (KL, 1)
Z2 = ARNAME (KL, 2)
Z3= ARNAME( KL, 3)
Z4 = ARNAME(KL, 4)
IF(COH.EQ.1.AND. R1.GE. 12.0) PRINT 64,Z1,Z2,Z3,Z4,R1,R2,R3, 413
/R4
IF(COH.EQ.1.AND. R1.GE. 14.0) PRINT 4050,Z1,Z2,Z3,Z4,R1,R2,R3

```

```

/,R4
IF(CON.EQ. 0 .AND. R1 .LE. 2.0) PRINT 65,Z1,Z2,Z3,Z4,R1,R2,R3,R4
IF(CON.EQ. 1 .AND. R1 .LE. 10.0) PRINT 65,Z1,Z2,Z3,Z4,R1,R2,R3,R4
IF(CON.EQ. 0 .AND. R1 .LE. 10.0 .AND. R1 .GE. 3.0 .AND. R1
/.LT. 12.0) PRINT 58,Z1,Z2,Z3,Z4,R1,R2,R3,R4
IF(CON.EQ. 2 .AND. R1.LE. 10.0) PRINT 58,Z1,Z2,Z3,Z4,R1,R2,R3,R4
IF(CON.EQ. 1 .AND. R1 .GE. 12.0 .AND. R1 .LT. 14.0) PRINT 67,
/Z1,Z2,Z3,Z4,R1,R2,R3,R4
4050 FORMAT('0',5X,4A6,T32, F5.1, T42, F7.3, T54, 1X, '60', T58,
/1X, F10.4, T72, F7.2)
54 FORMAT(1H1,T9,33('* '),/,T9,'*',T73,'*',/,T9,'*',T73,'*',/,T9,'*',
1T35,'MODULO I',T73,'*',/,T9,'*',T17,'*** DIAMETROS COMERCIALES QUI
2E PUEDEN UTILIZARSE ***', T73,'*',/,T9,'*' EN ESTA TABLA APARECEN
3LA CÉDULA Y EL DIAMETRO NOMINAL QUE SE',T73,'*',/,T9,'*' ELIGEN EN
/BAS',
4E A LOS CRITERIOS DE LA SECCION IV.2.3.',T73,'*',/,T9,'*' EN LAS
5COLUMNAS 6 Y 7 SE MUESTRAN LA VELOCIDAD Y CAIDA DE',T73,'*',/,T9,'*'
6PRESION CALCULADA PARA LA TUBERIA COMERCIAL.',T73,'*',/,T9,'*' EN
/ES',
7TA TABLA SE HAN ELIMINADO LOS NODOS PARA MAYOR CLARIDAD.',T73,'*',
8/T9,'*' NOTESE LA CORRESPONDENCIA QUE HAY ENTRE LA LINEA QUE VA
9',T73,'*',/,T9,'*',1X,4A6,2X,'Y A LINEA QUE UNE LOS NODOS 1 Y 2',
1T73,'*',/,T9,'*' ASI COMO LA RELACION DE LAS DEMAS LINEAS CON LOS N
2ODOS ',T73,'*',/,T9,'*'RESTANTES.',T73,'*',/,T9,33('* '),////////)
55 FORMAT(T30, 'DIAM. NOM.', T42, 'DIAM. INT.', T53, 'CEDULA', T59, 2X,
/DP/100 FT', T71, 'VELOCIDAD',/)
56 FORMAT(T30, '(PULGADAS)', T42, '(PULGADAS)', T59, 4X, '(PSI)', T71,
/ '(FT/SEG)',/)
57 FORMAT(T5, 'DIRECCION DE LA TUBERIA',/)
58 FORMAT('0',5X, 4A6 ,T32, F5.1, T42, F7.3, T55, '40', T59, F10.4,
/T72, F7.2)
64 FORMAT('0',5X, 4A6 ,T32, F5.1, T42, F7.3, T55, 'STD', T59, F10.4,
/T72, F7.2)
65 FORMAT('0',5X, 4A6 ,T32, F5.1, T42, F7.3, T55, '80', T59, F10.4,
/T72, F7.2)
67 FORMAT('0',5X, 4A6 ,T32, F5.1, T42, F7.3, T52, 'PARED 0.5', T61,
/ F8.4, T72, F7.2)
501 CONTINUE

```

C
C
C
C

* * * * *
M O D U L O I I
* * * * *

51 FORMAT(1H1)

C
C

*** EN ESTA PARTE SE APLICA EL MODELO MATEMATICO ***
*** DE SHAMIR ***

C

*** LECTURA DE DATOS PARA EL MODULO II ***

```

READ(5,/) (KTROL(I), I=1,NC)
READ(5,/) (QN(I,1), I=1,N)
READ(5,/) (QUALP(I), I=1,NIP)
READ(5,/) (QUALGN(I), I=1,NON)
READ(5,/) (RNCOG(I), I=1,N)

```

```

/ '(LB/HR) '
71702 FORMAT(///,T10, 'DEL NODO', 2X, 'AL NODO', 4X, 'TIPO', 4X,
/ '*** CARAC. DEL CCNECTOR ***', 2X, '*** FLUJO ***', /, T65, 5X,
/ '(LB/HR) '
PRINT 14
DO 8 I = 1,NC
LLL = NODO (I)
LLLL= NDD(I)
L4 = KTROL(I)
IF(NODO(I) .EQ. QUEN(I) .AND. NDD(I) .EQ. QUEND(I)) GO TO 9
PRINT 12, LLL, LLLL, CNN(1, L4), CNN(2, L4), CONECT(LLL,LLLL)
GO TO 8
9 PRINT 13, LLL, LLLL, CNN(1, L4), CNN(2, L4)
8 CONTINUE
12 FORMAT('0',7X, I2, 9X, I2, 3X, 2A6, 5X, 1PE10.3,11X, 'INCOGNITA'
/)
13 FORMAT('0',7X, I2, 9X, I2, 2A6, 13X, 'INCOGNITA', 11X, 'INCOGNI
/TA')
63 MM=0
112 CONTINUE
MM = MM + 1
LL = MM
DO 8312 I=1,N
DO 8312 J=1,N
A(I,J) =0.0
8312 Q(I,J) =0.0
IF(NIT .EQ. 0) GO TO 1439
C *** IDENTIFICACION DE LAS INCOGNITAS QUE SON ***
C *** CONECTORES ***
DO 200 I=1,NIT
L= QUEN(I)
M=QUEND(I)
200 CONECT(L,M) = RNCOG(I)
1439 CONTINUE
C LA CARACTERISTICA DEL CONECTOR SIEMPRE ES LA MISMA NO IMPOR=
DO 44 I = 1, NC
44 CONECT( NDD(I) , NODO(I)) = CONECT( NODO(I) , NDD(I))
C *** IDENTIFICACION DE LOS MODOS DONDE LA INCOGNITA ** *
C *** ES LA PRESION ***
DO 201 I=1,NIP
L=CUALP(I)
201 P(L) = ABS(RNCOG(I+NIT))
C *** IDENTIFICACION DE LOS MODOS DONDE LA INCOGNITA ** *
C *** ES EL GASTO NETO ***
DO 202 I=1,NQN
NQQ=NIT+NIP
L= CUALQN(I)
202 QN(L,1) = RNCOG(I+NQQ)
C *** SE INICIA EL PROCESO DE CORRECCION DE LOS ***
C *** VALORES SUPUESTOS PARA LAS INCOGNITAS ***
DO 1000 K= 1,NC
I = NODO (K)
J = NDD (K)

```

```

Q(J,I) = -Q(I,J)
TPAR(I,J) = 0.00552*CONECT(I,J)*(Z1**0.69)*U/W1
TPAR(J,I) = -0.00552*TPAR(I,J)*D/U
1000 CONTINUE

```

C *** FORMACION DE LA MATRIZ DE DERIVADAS PARCIALES ***

```

IF(NIT.EQ.0) GO TO 1440
DO 1001 I=1,NIT
L=GUEN(I)
M=QUEND(I)
A(L,I)=-G(L,M)/RNCOG(I)
1001 A(M,I)=-A(L,I)
1440 DO 1002 J=1,NIP
SUM=0.0
DO 1002 I=1,N
L=CUALP(J)

IF(G(L,I).LT.0.0) GO TO 1114
A(I,J+NIT)=TPAR(L,I)
GO TO 1115
1114 A(I,J+NIT)=-TPAR(L,I)
1115 SUM=SUM+A(I,J+NIT)
A(CUALP(J),J+NIT)=-SUM
1002 CONTINUE
DO 1003 I=1,NQN
L=CUALQN(I)
NQQ=NIT+NIP
A(L,I+NQQ)=1.0
1003 CONTINUE
DO 1004 I=1,N
FF(I,1)=0.0
DO 1004 J=1,N
Q(I,J)=-G(I,J)
FF(I,1)=FF(I,1)+Q(I,J)
1004 CONTINUE
DO 1005 I=1,N
1005 FF(I,1)=FF(I,1)+QN(I,1)
DO 1006 I=1,N
1006 TERM=TERM+ABS(FF(I,1))
IF(TERM>90.5) 7000,7000,111
111 CONTINUE

```

C *** INERSION DEL JACOBIANO O MATRIZ DE DERIVADAS ***
C *** PARCIALES ***

CALL INVERS(A,AI,NG,LL)

C *** MULTIPLICACION DE LA INVERSA DE LA MATRIZ DE ***
C *** PARCIALES CON LA FUNCION DE DESBALANCEO DE ***
C *** LOS NODOS ***

CALL MULT(AI, FF, CORREC, NR,N, NL)

C *** CORRECCION DE LOS VALORES INICIALES SUPUESTOS ***

```

DO 1007 I=1, N
CRR(I,LL)=-CORREC(I,1)
RNCOG(I)=RNCOG(I)+ALFA(I)*CRR(I,LL)
1007 CONTINUE

```

```
SEM = 0.0
IF( LL.GT. 15) GO TO 7000
GO TO 112
```

```
C          *** CALCULO DEL VALOR DE ALFA DE ACUERDO CON EL ***
C          *** METODO DE STONER ***
```

```
500 DO 1008 I=1,N
    ALFA(I) = CRR(I,LL)/ CRR(I,LL-1)
    ALFA(I) = ABS( ALFA(I))
1008 CONTINUE
    IF( LL.GT. 15) GO TO 7000
    SEI = 0.0
```

```
C          *** SI NO SE HA LLEGADO A LA SOLUCION SE INICIA ***
C          *** EL PROCESO NUEVAMENTE ***
```

```
GO TO 112
7000 CONTINUE
```

```
C          *** SE ESCRIBEN LOS RESULTADOS OBTENIDOS ***
```

```
1727 FORMAT(1H1,T9,37(' '),/T9,'*',T81,'*',/T9,'*',T81,'*',/T9,'*',
1715,'*** RESULTADOS QUE SE OBTIENEN DE LA SIMULACION ***',T81,'*',
2/,T9,'*',T40,'MODULO II',T81,'*',//T9,'*',T30,'PRESIONES CALCULAD
3AS EN LOS NODOS.',T81,'*',//T9,'* EL PERFIL DE PRESIONES SE ENCU
4NTRA TABULADO A CONTINUACION.', T81,'*',/T9,37(' '),//)
```

```
PRINT 1727
```

```
PRINT 71701
```

```
DO 7108 I=1,N
```

```
7108 PRINT 1999, I, P(I), GN(I,1)
```

```
1999 FORMAT('0', 12X, I2, 20X, F8.3, 20X, F10.1)
```

```
1728 FORMAT(1H1,T9,37(' '),/T9,'*',T81,'*',/T9,'*',T81,'*',//T9,'*
1,T40,'MODULO II',T81,'*',//T9,'*',T25,'FLUJO DE VAPOR EN LAS TUBE
2RIAS(CALCULADO)',T81,'*',//T9,'*',T9,'* LOS FLUJOS EN LAS TUBERIAS SE EN
3CUENTRAN TABULADOS EN LA COLUMNA 5.',T81,'*',//T9,'* EL VALOR NEGA
4TIVO EN EL FLUJO INDICA QUE LA DIRECCION REAL DENTRO DE',T81,'*',/
5,T9,'* LA LINEA ES EN SENTIDO CONTRARIO AL SUPUESTO.',T81,'*',/T9
1,37(' '),//)
```

```
PRINT 1728
```

```
PRINT 71702
```

```
DO 16 I=1, NC
```

```
LLL= NODO(I)
```

```
LLLL= NDD(I)
```

```
L4 = KTROL(I)
```

```
16 PRINT 18, LLL, LLLL, CMM(1,L4), CMM(2,L4), CONECT(LLL, LLLL),
/G(LLLL,LLL)
```

```
18 FORMAT('0', 11X, I2, 9X, I2, 3X, 2A6, 5X, 1PE10.3, 11X, 0PF10.1)
```

```
19 FORMAT(1H1,T9,37(' '),/T9,'*',T81,'*',/T9,'*',T81,'*',/T9,'*',
1T45,'MODULO II',//T9,'*',T32,'*** FUNCION DE DESBALANCEO ***',T81
2,'*',//T9,'* LA PRUEBA DE CONVERGENCIA UTILIZADA ESTA EN BASE A L
3A FUNCION DE',T81,'*',/T9,'* DESBALANCEO(SECCION IV.3.2), QUE ES
4UNA MEDIDA DE LA DESVIA=',T81,'*',/T9,'* CION DE LA LEY DE CONTI
5UIDAD APLICADA A CADA NODO',T81,'*',/T9,37(' '),//)
```

```
PRINT 19
```

```
PRINT 71703
```

```
71703 FORMAT(///,32X,'*** FUNCION DE DESBALANCEO ***',/, T24,'NODO', 417
/T45,'LB/HR',//)
```

```
DO 21 I=1,N
```

```
21 PRINT 22, I, FF(I,1)
```

SUBROUTINE MULT (AI,QN,B,NR,N,NL)

C *** SUBROUTINA MULTIPLICADORA QUE SE UTILIZA ***
C *** PARA LA MULTIPLICACION DE LA INVERSA DEL ***
C *** JACOBIANO CON LA FUNCION DE DESBALANCEO ***

DIMENSION AI(30,30), QN(30,1), B(30,1)
DO 1 J = 1,NL
DO 1 I=1, NR
B(I,J) = 0.0
DO 1 K=1,N
1 B(I,J) = B(I,J) + AI(I,K)*QN(K,J)
RETURN
END

SUBROUTINE INVERS (A, AI, NG, LL)

C
C
C
C
C
C
C

*** SUBROUTINA INVERSORA DE MATRICES ***
QUE SE UTILIZA PARA OBTENER LA
INVERSA DEL JACOBIANO ***


```
DIMENSION A(30,30), AI(30,30), S(30,30)
10 FORMAT(11E9.2)
11 FORMAT('***** NO EXISTE INVERSA *****')
12 FORMAT(1M1)
DO 1 J=1, NG
  AI(J,J) = 1.0
DO 1 I=1, NG
  IF (I.NE.J) AI(I,J) = 0.0
1 S(I,J) = A(I,J)
DO 8 L=1, NG
  SM = 0.0
DO 13 M = 1, NG
DO 3 N = 1, NG
  IF (S(M,M).EQ.1.0 .AND. M.NE.NG) GO TO 13
  IF (ABS(S(I)) = ABS(S(M,N))) 2, 3, 3
2 SM = S(I,N)
  I = M
  K = N
3 CONTINUE
13 CONTINUE
  IF (I.EQ.K) GO TO 5
DO 4 N=1, NG
  P = AI(I,N)
  AI(I,N) = AI(K,N)
  AI(K,N) = P
  P = S(I,N)
  S(I,N) = S(K,N)
4 S(K,N) = P
5 P = S(K,K)
  IF (P.EQ.0.0) GO TO 15
DO 6 J=1, NG
  AI(K,J) = AI(K,J)/P
6 S(K,J) = S(K,J)/P
DO 7 I=1, NG
  IF (I.EQ.K) GO TO 7
  P = S(I,K)
DO 9 J=1, NG
  AI(I,J) = AI(I,J) - P*AI(K,J)
  S(I,J) = S(I,J) - P*S(K,J)
9 CONTINUE
7 CONTINUE
8 CONTINUE
14 CONTINUE
RETURN
15 PRINT 11
STOP
END
```

* SISTEMA DE ALTA PRESION, P=600 PSIG T=750 G.F. *

* * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *
 * * * * *

MODULO I

*** CRITERIOS UTILIZADOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO ***

* LOS DIAMETROS SIGUIENTES CUMPLEN CON LAS RESTRICCIONES DE VELOCIDAD *
 * Y CAIDA DE PRESION QUE SE OBTIENEN EN BASE A LOS CRITERIOS DE LA *
 * SECCION IV.1.2. TODOS ESTOS CRITERIOS SE ALIMENTAN A LA COMPUTA- *
 * RA, Y DURANTE EL PROCESO SE ELIGEN TODOS AQUELLOS QUE PUEDEN *
 * APLICARSE PARA LAS CONDICIONES REALES DE LA LINEA. *
 * EN LAS COLUMNAS 3 Y 6 SE MUESTRAN LA VELOCIDAD Y CAIDA DE PRESION *
 * CALCULADAS EN EL PROGRAMA. *
 * LA NUMERACION DE LOS NODOS CORRESPONDE A LA DE LA FIGURA 5.2. *
 * * * * *

| DEL NODO | AL NODO | V (FT/SEG) | V MIN (FT/SEG) | V MAX (FT/SEG) | DP/100 FT (PSI) | DP MAX/100 FT (PSI) |
|----------|---------|---------------|-------------------|-------------------|--------------------|------------------------|
| 1 | 2 | 162.52 | 100.00 | 330.00 | 3.4471 | 3.5 |
| 2 | 3 | 109.56 | 100.00 | 330.00 | 3.4827 | 3.5 |
| 2 | 4 | 121.45 | 77.54 | 250.00 | 1.4429 | 1.5 |
| 4 | 5 | 29.49 | 26.99 | 250.00 | 2.9137 | 3.0 |
| 4 | 6 | 121.59 | 77.63 | 250.00 | 1.4433 | 1.5 |
| 6 | 7 | 153.15 | 100.00 | 330.00 | 3.4664 | 3.5 |
| 6 | 8 | 178.97 | 88.54 | 250.00 | 2.9317 | 3.0 |
| 11 | 13 | 110.50 | 70.41 | 250.00 | 1.4142 | 1.5 |
| 8 | 14 | 105.30 | 100.00 | 330.00 | 3.4547 | 3.5 |
| 11 | 12 | 138.03 | 66.58 | 250.00 | 2.9134 | 3.0 |
| 9 | 10 | 138.03 | 66.58 | 250.00 | 2.9134 | 3.0 |
| 9 | 11 | 128.40 | 82.06 | 250.00 | 1.4665 | 1.5 |
| 8 | 9 | 139.69 | 91.23 | 250.00 | 1.4463 | 1.5 |

* * * * *
 *
 *
 * MODULO I *
 *
 * *** DIAMETROS COMERCIALES QUE PUEDEN UTILIZARSE *** *
 *
 * EN ESTA TABLA APARECEN LA CEDULA Y EL DIAMETRO NOMINAL QUE SE *
 * ELIGEN EN BASE A LOS CRITERIOS DE LA SECCION IV.2.3. *
 * EN LAS COLUMNAS 6 Y 7 SE MUESTRAN LA VELOCIDAD Y CAIDA DE *
 * PRESION CALCULADA PARA LA TUBERIA COMERCIAL. *
 * EN ESTA TABLA SE HAN ELIMINADO LOS NODOS PARA MAYOR CLARIDAD. *
 * NOTESE LA CORRESPONDENCIA QUE HAY ENTRE LA LINEA QUE VA *
 * DEL CABEZAL A GB-501 Y A LINEA QUE UNE LOS NODOS 1 Y 2 *
 * ASI COMO LA RELACION DE LAS DEMAS LINEAS CON LOS NODOS *
 * RESTANTES. *
 * * * * *

| DIRECCION DE LA TUBERIA | DIAM. NOM. (PULGADAS) | DIAM. INT. (PULGADAS) | CEDULA | DP/100 FT (PSI) | VELOCIDAD (FT/SEG) |
|-------------------------|--------------------------|--------------------------|-----------|--------------------|-----------------------|
| DEL CABEZAL A GB-501 | 14.0 | 12.814 | 60 | 1.7486 | 125.37 |
| DEL CABEZAL A GB-601 | 8.0 | 7.625 | 80 | 1.0556 | 70.09 |
| CABEZAL | 16.0 | 14.688 | 60 | 1.2327 | 114.31 |
| DEL CABEZAL A EA-321 | 1.5 | 1.500 | 80 | 1.1354 | 21.22 |
| CABEZAL | 16.0 | 14.688 | 60 | 1.2435 | 114.81 |
| DEL CABEZAL A GB-201 | 12.0 | 11.000 | PARED 0,5 | 2.3190 | 131.42 |
| CABEZAL | 18.0 | 16.500 | 60 | 1.8281 | 149.17 |
| VAPOR DE ALTA IMPORTADO | 14.0 | 12.814 | 60 | 1.1904 | 103.44 |
| DEL CABEZAL A GAT-704 | 8.0 | 7.625 | 80 | 0.7932 | 60.76 |
| DE BA-601A A CABEZAL | 12.0 | 11.000 | PARED 0,5 | 1.6910 | 112.22 |
| DE BA-601B A CABEZAL | 12.0 | 11.000 | PARED 0,5 | 1.6910 | 112.22 |
| CABEZAL | 18.0 | 16.500 | 60 | 1.0355 | 112.27 |
| CABEZAL | 20.0 | 18.376 | 60 | 1.3055 | 134.26 |

* * * * *
 *
 *
 * MODULO II *
 * * * * * DATOS * * * * *
 *
 * LA SIMULACION SE EFECTUA FIJANDO LA PRESION EN UNO DE LOS *
 * NODOS CON OBJETO DE EVITAR QUE EL SISTEMA TENGA ECUACIO- *
 * NES LINEALMENTE DEPENDIENTES(SECCION IV.3); *
 * POR OTRA PARTE, SE FIJAN TODOS LOS GASTOS NETOS EXCEPTO EL *
 * DEL NODO 13. *
 * OBSERVESE QUE EN LOS PUNTOS DONDE NO HAY EXTRACCION NI ALI- *
 * MENTACION DE VAPOR, EL GASTO NETO ES CERO. *
 * * * * *

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|----------------|----------------------|
| 1 | INCOGNITA | -344990.0 |
| 2 | INCOGNITA | 0.0 |
| 3 | INCOGNITA | -66297.0 |
| 4 | INCOGNITA | 0.0 |
| 5 | INCOGNITA | -800.0 |
| 6 | INCOGNITA | 0.0 |
| 7 | INCOGNITA | -266484.0 |
| 8 | INCOGNITA | 0.0 |
| 9 | INCOGNITA | 0.0 |
| 10 | INCOGNITA | 227560.0 |
| 11 | INCOGNITA | 0.0 |
| 12 | INCOGNITA | 227560.0 |
| 13 | 614.7 | INCOGNITA |
| 14 | INCOGNITA | -59202.0 |

```

*****
*
*
*          MOUULO II
*
*    *** CARACTERISTICA DEL CONECTOR CALCULADA ***
*
* PARA LA SIMULACION, SE DEBE CONSIDERAR LA CARACTERISTICA DEL
* CONECTOR. EN ESTE CASO SE TOMAN COMO VARIABLES UNICAMENTE
* LAS CARACTERISTICAS DE LAS TUBERIAS, YA QUE LAS POTENCIAS DE
* TURBINAS ESTA FIJA. LA CARACTERISTICA INCLUYE TERMINOS
* COMO SON DIAMETRO, LONGITUD, ETC., Y SE CALCULA A PARTIR DE
* LA ECUACION DE BABCOCK (SECCION IV.3.1), POR OTRA PARTE
* SE LOS FLUJOS EN LAS TUBERIAS NO SE CONOCEN Y SE DETERMI-
* NAN ESTRUCTURANDO Y SIMULANDO EL SISTEMA.
* ES IMPORTANTE NOTAR LA DIFERENCIA ENTRE GASTO NETO Y FLUJO
* EN LA TUBERIA (SECCION IV.3.2).
*****

```

| DEL NODO | AL NODO | TIPO | *** CARAC. DEL CONECTOR *** | *** FLUJO *** (LB/HR) |
|----------|---------|---------|-----------------------------|--------------------------|
| 1 | 2 | TUBERIA | 4.344E-11 | INCOGNITA |
| 2 | 3 | TUBERIA | 6.242E-10 | INCOGNITA |
| 2 | 4 | TUBERIA | 5.550E-12 | INCOGNITA |
| 4 | 5 | TUBERIA | 1.079E-05 | INCOGNITA |
| 4 | 6 | TUBERIA | 1.525E-11 | INCOGNITA |
| 6 | 7 | TUBERIA | 4.081E-11 | INCOGNITA |
| 6 | 8 | TUBERIA | 1.899E-11 | INCOGNITA |
| 11 | 13 | TUBERIA | 9.146E-12 | INCOGNITA |
| 8 | 14 | TUBERIA | 1.212E-09 | INCOGNITA |
| 11 | 12 | TUBERIA | 3.376E-11 | INCOGNITA |
| 9 | 10 | TUBERIA | 3.376E-11 | INCOGNITA |
| 9 | 11 | TUBERIA | 1.833E-12 | INCOGNITA |
| 8 | 9 | TUBERIA | 8.193E-14 | INCOGNITA |

* * * * *
 *
 * *** RESULTADOS QUE SE OBTIENEN DE LA SIMULACION ***
 * MODULO II
 *
 * PRESIONES CALCULADAS EN LOS NODOS.
 *
 * EL PERFIL DE PRESIONES SE ENCUENTRA TABULADO A CONTINUACION.
 * * * * *

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|-------------------|-------------------------|
| 1 | 595.905 | -344990.0 |
| 2 | 601.076 | 0.0 |
| 3 | 598.164 | -58297.0 |
| 4 | 602.024 | 0.0 |
| 5 | 595.118 | -800.0 |
| 6 | 604.638 | 0.0 |
| 7 | 601.740 | -266484.0 |
| 8 | 613.433 | 0.0 |
| 9 | 613.478 | 0.0 |
| 10 | 615.226 | 227560.0 |
| 11 | 613.959 | 0.0 |
| 12 | 615.707 | 227560.0 |
| 13 | 614.700 | 284653.0 |
| 14 | 609.184 | -59202.0 |

* SISTEMA DE ALTA PRESION. - T = 509 GF, P = 720 PSIG *

| | | | | | | |
|----|----|----------|-------|-------|-------|---------|
| 18 | 19 | 46919.7 | 734.7 | 969.0 | 66.6 | 5,0830 |
| 18 | 20 | 469197.0 | 734.7 | 969.0 | 85.5 | 13,9304 |
| 20 | 21 | 14077.0 | 734.7 | 969.0 | 50.5 | 3,2813 |
| 20 | 22 | 455120.0 | 734.7 | 969.0 | 84.9 | 13,7720 |
| 22 | 23 | 227560.0 | 734.7 | 969.0 | 73.2 | 9,2010 |
| 22 | 24 | 227560.0 | 734.7 | 969.0 | 102.5 | 9,2010 |

| | | | | | | |
|----|----|--------|-------|--------|--------|-----|
| 18 | 19 | 72.60 | 43.03 | 250.00 | 2.9424 | 3.0 |
| 18 | 20 | 96.67 | 72.21 | 250.00 | 1.4021 | 1.5 |
| 20 | 21 | 52.27 | 35.12 | 250.00 | 2.9003 | 3.0 |
| 20 | 22 | 95.94 | 71.65 | 250.00 | 1.4001 | 1.5 |
| 22 | 23 | 107.47 | 60.40 | 250.00 | 2.9005 | 3.0 |
| 22 | 24 | 107.47 | 60.40 | 250.00 | 2.9005 | 3.0 |

| | | | | | |
|-----------------------|------|--------|----|--------|-------|
| DE FA-109 AL CABEZAL | 6,0 | 5,761 | 80 | 1,4966 | 56,52 |
| CABEZAL | 16,0 | 14,688 | 60 | 0,8623 | 78,26 |
| DE FA-110 AL CABEZAL | 6,0 | 5,761 | 80 | 1,4966 | 56,52 |
| CABEZAL | 16,0 | 14,688 | 60 | 1,0645 | 86,95 |
| DEL CABEZAL A FA-126 | 4,0 | 3,826 | 80 | 1,2455 | 38,45 |
| CABEZAL | 16,0 | 14,688 | 60 | 1,0016 | 84,34 |
| DEL CABEZAL A BA-601A | 10,0 | 9,564 | 80 | 2,3648 | 99,47 |
| DEL CABEZAL A BA-601B | 10,0 | 9,564 | 80 | 2,3648 | 99,47 |

* * * * *
 *
 *
 * MODULO II *
 *
 * * * * * DATOS * * * * *
 *
 * LA SIMULACION SE EFECTUA FIJANDO LA PRESION EN UNO DE LOS *
 * NODOS CON OBJETO DE EVITAR QUE EL SISTEMA TENGA ECUACIO- *
 * NES LINEALMENTE DEPENDIENTES(SECCION IV.3). *
 * POR OTRA PARTE, SE FIJAN TODOS LOS GASTOS NETOS EXCEPTO EL *
 * DEL NODO 21. *
 * OBSERVESE QUE EN LOS PUNTOS DONDE NO HAY EXTRACCION NI ALI- *
 * MENTACION DE VAPOR, EL GASTO NETO ES CERO. *
 * * * * *

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|-------------------|-------------------------|
| 1 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 2 | INCOGNITA | 0.0 |
| 3 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 4 | INCOGNITA | 0.0 |
| 5 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 6 | INCOGNITA | 0.0 |
| 7 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 8 | INCOGNITA | 0.0 |
| 9 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 10 | INCOGNITA | 0.0 |
| 11 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 12 | INCOGNITA | 0.0 |
| 13 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 14 | INCOGNITA | 0.0 |
| 15 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 16 | INCOGNITA | 0.0 |
| 17 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 18 | INCOGNITA | 0.0 |
| 19 | INCOGNITA | 46919.7 |
| 20 | INCOGNITA | 0.0 |

| | | |
|----|-----------|-----------|
| 21 | 724.7 | INCOGNITA |
| 22 | INCOGNITA | 0.0 |
| 23 | INCOGNITA | -227560.0 |
| 24 | INCOGNITA | -227560.0 |

| | | | | |
|----|----|---------|-----------|-----------|
| 18 | 20 | TUBERIA | 5.446E-12 | INCOGNITA |
| 20 | 21 | TUBERIA | 7.388E-09 | INCOGNITA |
| 20 | 22 | TUBERIA | 5.741E-12 | INCOGNITA |
| 22 | 23 | TUBERIA | 4.102E-11 | INCOGNITA |
| 22 | 24 | TUBERIA | 5.741E-11 | INCOGNITA |

* * * * *
 *
 * *** RESULTADOS QUE SE OBTIENEN DE LA SIMULACION ***
 * MCDULO II
 *
 * PRESIONES CALCULADAS EN LOS NODOS.
 *
 * EL PERFIL DE PRESIONES SE ENCUENTRA TABULADO A CONTINUACION.
 * * * * *

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|-------------------|-------------------------|
| 1 | 734,956 | 46919,7 |
| 2 | 731,170 | 0,0 |
| 3 | 733,130 | 46919,7 |
| 4 | 731,119 | 0,0 |
| 5 | 732,336 | 46919,7 |
| 6 | 730,240 | 0,0 |
| 7 | 732,199 | 46919,7 |
| 8 | 730,189 | 0,0 |
| 9 | 731,406 | 46919,7 |
| 10 | 729,284 | 0,0 |
| 11 | 731,243 | 46919,7 |
| 12 | 729,233 | 0,0 |
| 13 | 730,449 | 46919,7 |
| 14 | 728,326 | 0,0 |
| 15 | 730,285 | 46919,7 |
| 16 | 728,275 | 0,0 |
| 17 | 729,492 | 46919,7 |
| 18 | 727,363 | 0,0 |
| 19 | 729,322 | 46919,7 |
| 20 | 726,164 | 0,0 |
| 21 | 724,700 | -14077,0 |
| 22 | 724,975 | 0,0 |
| 23 | 722,851 | -227560,0 |

24

722,002

-227560,0

| | | | | |
|----|----|---------|-----------|----------|
| 22 | 23 | TUBERIA | 4.102E-11 | 227560.0 |
| 22 | 24 | TUBERIA | 5.741E-11 | 227560.0 |

| | |
|----|------------|
| 22 | -1.029E-03 |
| 23 | 3.338E-06 |
| 24 | 1.860E-04 |

* SISTEMA DE PRESION MEDIA.- P= 275 PSIG T= 520.0 G.F. *

* * * * *
 *
 *
 * MODULO I *
 *
 * * DIAMETROS INTERNOS CALCULADOS * *
 *
 * LAS CONDICIONES DE GASTO, PRESION Y TEMPERATURA MEDIA DE LA LINEA SE *
 * OBTIENEN DEL DIAGRAMA DE BALANCE DE VAPOR Y CONDENSADO (FIG 5.18) *
 * CON ESTOS DATOS SE OBTIENE UN DIAMETRO TEORICO TENTATIVO (COLUM. 7) *
 * ESTE DIAMETRO INTERNO SE TOMA COMO BASE PARA LA ELECCION DEL DIAME- *
 * TRO INTERNO COMERCIAL. LA LONGITUD EQUIVALENTE SE OBTUVO EN BASE AL *
 * PLANO DE LOCALIZACION GENERAL (FIG 4. 2), ELIGIENDO UNA TRAYECTORIA FAC *
 * TIBLE DE LA LINEA DE VAPOR. *
 * LA NUMERACION DE NODOS CORRESPONDE A LA QUE SE PRESENTA EN LA FIGU- *
 * RA 5.4 *
 * * * * *

| | | GASTO | P | T | LE | D |
|----------|---------|----------|--------|-------|-------|--------|
| DEL NODO | AL NODO | (LB/HR) | (PSIA) | (F) | (FT) | (IN) |
| 1 | 2 | 123901.0 | 289.7 | 980.0 | 123.0 | 8.6880 |
| 2 | 3 | 5202.0 | 289.7 | 980.0 | 83.6 | 2.6356 |
| 2 | 4 | 118699.0 | 289.7 | 980.0 | 8.2 | 9.8121 |
| 4 | 5 | 2410.0 | 289.7 | 980.0 | 83.6 | 1.9998 |
| 4 | 8 | 116289.0 | 289.7 | 980.0 | 123.0 | 9.7327 |
| 6 | 7 | 12699.0 | 289.7 | 980.0 | 67.2 | 3.7427 |
| 6 | 8 | 117089.0 | 289.7 | 980.0 | 52.4 | 9.7592 |
| 8 | 9 | 800.0 | 289.7 | 980.0 | 155.7 | 1.3913 |
| 6 | 10 | 104390.0 | 289.7 | 980.0 | 16.4 | 9.3238 |
| 10 | 11 | 12654.0 | 289.7 | 980.0 | 67.2 | 3.7370 |
| 10 | 12 | 91736.0 | 289.7 | 980.0 | 70.5 | 8.9466 |
| 12 | 13 | 6235.0 | 289.7 | 980.0 | 90.1 | 2.8162 |
| 12 | 14 | 85501.0 | 289.7 | 980.0 | 110.0 | 8.6969 |
| 14 | 15 | 49545.0 | 289.7 | 980.0 | 76.7 | 5.9908 |
| 14 | 16 | 35926.0 | 289.7 | 980.0 | 218.0 | 6.2313 |
| 16 | 17 | 2000.0 | 289.7 | 980.0 | 70.0 | 1.9313 |
| 16 | 18 | 33926.0 | 289.7 | 980.0 | 3.3 | 6.1454 |

| | | | | | | |
|----|----|--------|--------|--------|--------|-----|
| 18 | 19 | 46,28 | 50,00 | 330,00 | 3,4048 | 3,5 |
| 18 | 20 | 91,69 | 57,56 | 250,00 | 1,4271 | 1,5 |
| 20 | 21 | 54,90 | 50,00 | 330,00 | 3,4219 | 3,5 |
| 20 | 22 | 90,92 | 57,02 | 250,00 | 1,4445 | 1,5 |
| 22 | 23 | 147,28 | 100,00 | 330,00 | 3,4147 | 3,5 |
| 22 | 24 | 117,22 | 70,51 | 250,00 | 1,4039 | 1,5 |
| 24 | 25 | 52,39 | 38,89 | 250,00 | 2,9017 | 3,0 |

| | | | | | |
|------------------------|------|--------|----|--------|-------|
| DEL CABEZAL A DESFOGUE | 2.0 | 2.067 | 40 | 1.9792 | 48.00 |
| CABEZAL | 8.0 | 7.981 | 40 | 0.3512 | 54.62 |
| DEL CABEZAL A GAT-706 | 1.5 | 1.610 | 40 | 1.7429 | 36.59 |
| CABEZAL | 8.0 | 7.981 | 40 | 0.3323 | 53.13 |
| DEL CABEZAL A GAT-708 | 2.0 | 2.067 | 40 | 1.3195 | 39.19 |
| CABEZAL | 6.0 | 6.065 | 40 | 1.3011 | 87.45 |
| DE GAT-704 AL CABEZAL | 8.0 | 7.981 | 40 | 1.0695 | 95.31 |
| CABEZAL | 10.0 | 10.020 | 40 | 0.7517 | 92.51 |
| DE FA-126 AL CABEZAL | 2.0 | 2.067 | 40 | 1.4249 | 40.73 |

| | | |
|----|-----------|-----------|
| 21 | INCOGNITA | -1633.0 |
| 22 | INCOGNITA | 0.0 |
| 23 | INCOGNITA | 59202.0 |
| 24 | INCOGNITA | -91966.0 |
| 25 | 290.8 | INCOGNITA |

| | | | | |
|----|----|---------|-----------|-----------|
| 18 | 20 | TUBERIA | 4.285E-11 | INCOGNITA |
| 20 | 21 | TUBERIA | 4.196E-07 | INCOGNITA |
| 20 | 22 | TUBERIA | 4.801E-11 | INCOGNITA |
| 22 | 23 | TUBERIA | 3.673E-10 | INCOGNITA |
| 22 | 24 | TUBERIA | 5.596E-11 | INCOGNITA |
| 24 | 25 | TUBERIA | 8.093E-07 | INCOGNITA |

* * * * *
 *
 * *** RESULTADOS QUE SE OBTIENEN DE LA SIMULACION ***
 * MODULO II
 *
 * PRESIONES CALCULADAS EN LOS NODOS.
 *
 * EL PERFIL DE PRESIONES SE ENCUENTRA TABULADO A CONTINUACION.
 * * * * *

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|-------------------|-------------------------|
| 1 | 309.292 | 123901.0 |
| 2 | 305.618 | 0.0 |
| 3 | 302.752 | -5202.0 |
| 4 | 305.500 | 0.0 |
| 5 | 302.605 | -2410.0 |
| 6 | 302.967 | 0.0 |
| 7 | 300.995 | -12699.0 |
| 8 | 303.723 | 0.0 |
| 9 | 308.392 | 800.0 |
| 10 | 302.727 | 0.0 |
| 11 | 300.753 | -12654.0 |
| 12 | 301.739 | 0.0 |
| 13 | 298.671 | -6235.0 |
| 14 | 300.183 | 0.0 |
| 15 | 296.825 | -49575.0 |
| 16 | 296.965 | 0.0 |
| 17 | 298.997 | 2000.0 |
| 18 | 296.907 | 0.0 |
| 19 | 295.794 | -925.0 |
| 20 | 296.848 | 0.0 |
| 21 | 295.729 | -1633.0 |
| 22 | 296.788 | 0.0 |
| 23 | 298.076 | 59202.0 |

| | | |
|----|---------|----------|
| 24 | 296,288 | -91966.0 |
| 25 | 290,800 | -2604.0 |

| | | | | |
|----|----|---------|-----------|----------|
| 22 | 23 | TUBERIA | 3.673E-10 | -59202.0 |
| 22 | 24 | TUBERIA | 5.596E-11 | 94570.0 |
| 24 | 25 | TUBERIA | 8.093E-07 | 2604.0 |

| | |
|----|------------|
| 22 | 1.268E-04 |
| 23 | -1.955E-05 |
| 24 | 4.768E-07 |
| 25 | -1.416E-07 |

* VAPOR DE DILUCION *

| | | | | | | |
|----|----|---------|-------|-------|------|--------|
| 18 | 19 | 8926.7 | 289.7 | 980.0 | 65.6 | 3,2993 |
| 18 | 20 | 89267.0 | 289.7 | 980.0 | 50.0 | 8,8501 |
| 20 | 21 | 3000.0 | 289.7 | 980.0 | 23.0 | 2,2192 |

| | | | | | | |
|----|----|--------|-------|--------|--------|-----|
| 18 | 19 | 84.10 | 46.61 | 250.00 | 2.7027 | 3.0 |
| 18 | 20 | 116.87 | 70.29 | 250.00 | 1.4060 | 1.5 |
| 20 | 21 | 62.46 | 40.94 | 250.00 | 2.9854 | 3.0 |

| | | | | | |
|-------------------------|------|--------|----|--------|-------|
| DEL CABEZAL A BA-109 | 4.0 | 4.026 | 40 | 0.9717 | 56.48 |
| CABEZAL | 10.0 | 10.020 | 40 | 0.5915 | 82.06 |
| DEL CABEZAL A BA-110 | 4.0 | 4.026 | 40 | 0.9717 | 56.48 |
| CABEZAL | 10.0 | 10.020 | 40 | 0.7302 | 91.17 |
| DEL CABEZAL A EYECTORES | 3.0 | 3.068 | 40 | 0.4900 | 32.68 |

21

289.7

INCOGNITA

470

| | | | | |
|----|----|---------|-----------|-----------|
| 18 | 20 | TUBERIA | 8.822E-11 | INCOGNITA |
| 20 | 21 | TUBERIA | 7.629E-08 | INCOGNITA |

* SISTEMA DE BAJA PRECION.- T=500,0 G.F. P=67.0 PSIG *

* * * * *
 *
 *
 * MODULO I *
 *
 * * DIAMETROS INTERNOS CALCULADOS * *
 *
 * LAS CONDICIONES DE GASTO, PRESION Y TEMPERATURA MEDIA DE LA LINEA SE *
 * OBTIENE DEL DIAGRAMA DE BALANCE DE VAPOR Y CONDENSADO (FIG. 5.18) *
 * CON ESTOS DATOS SE OBTIENE UN DIAMETRO TEORICO TENTATIVO (COLUM. 7) *
 * ESTE DIAMETRO INTERNO SE TOMA COMO BASE PARA LA ELECCION DEL DIAME- *
 * TRO INTERNO COMERCIAL. LA LONGITUD EQUIVALENTE SE OBTUVO EN BASE AL *
 * PLANO DE LOCALIZACION GENERAL (FIG. 4.2.), ELIGIENDO UNA TRAYECTORIA FAC *
 * TIBLE DE LA LINEA DE VAPOR. *
 * LA NUMERACION DE NODOS CORRESPONDE A LA QUE SE PRESENTA EN LA FIGU- *
 * RA 5.6 *
 *
 * * * * *

| DEL NODO | AL NODO | GASTO (LB/HR) | P (PSIA) | T (F) | LE (FT) | D (IN) |
|----------|---------|---------------|----------|-------|---------|---------|
| 1 | 2 | 5220.0 | 81.7 | 960.0 | 83.6 | 4.0135 |
| 2 | 3 | 2410.0 | 81.7 | 960.0 | 83.6 | 3.0352 |
| 2 | 4 | 7612.0 | 81.7 | 960.0 | 173.7 | 5.2405 |
| 4 | 5 | 12699.0 | 81.7 | 960.0 | 67.2 | 5.5647 |
| 4 | 6 | 20311.0 | 81.7 | 960.0 | 16.4 | 7.6974 |
| 6 | 7 | 12654.0 | 81.7 | 960.0 | 90.2 | 5.5556 |
| 6 | 8 | 32905.0 | 81.7 | 960.0 | 70.5 | 9.3000 |
| 8 | 9 | 6235.0 | 81.7 | 960.0 | 90.2 | 4.2791 |
| 8 | 10 | 39200.0 | 81.7 | 960.0 | 119.8 | 9.9485 |
| 10 | 11 | 49575.0 | 81.7 | 960.0 | 96.7 | 9.3292 |
| 10 | 12 | 88775.0 | 81.7 | 960.0 | 150.8 | 13.5489 |
| 12 | 13 | 13766.0 | 81.7 | 960.0 | 85.2 | 5.7190 |
| 12 | 14 | 102541.0 | 81.7 | 960.0 | 80.3 | 14.2738 |
| 14 | 15 | 117832.0 | 81.7 | 960.0 | 54.1 | 12.9288 |
| 14 | 16 | 2588.0 | 81.7 | 960.0 | 16.4 | 3.6058 |
| 16 | 17 | 925.0 | 81.7 | 960.0 | 37.7 | 2.1492 |
| 16 | 18 | 1633.0 | 81.7 | 960.0 | 37.7 | 2.6428 |

* * * * *
 *
 *
 * MODULO I *
 *
 * *** DIAMETROS COMERCIALES QUE PUEDEN UTILIZARSE *** *
 *
 * EN ESTA TABLA APARECEN LA CEDULA Y EL DIAMETRO NOMINAL QUE SE *
 * ELIGEN EN BASE A LOS CRITERIOS DE LA SECCION IV.2.3. *
 * EN LAS COLUMNAS 6 Y 7 SE MUESTRAN LA VELOCIDAD Y CAIDA DE *
 * PRESION CALCULADA PARA LA TUBERIA COMERCIAL. *
 * EN ESTA TABLA SE HAN ELIMINADO LOS NODOS PARA MAYOR CLARIDAD. *
 * NOTESE LA CORRESPONDENCIA QUE HAY ENTRE LA LINEA QUE VA *
 * DE GAT-501 A CABEZAL Y A LINEA QUE UNE LOS NODOS 1 Y 2 *
 * ASI COMO LA RELACION DE LAS DEMAS LINEAS CON LOS NODOS *
 * RESTANTES. *
 * * * * *

| DIRECCION DE LA TUBERIA | DIAM. NOM. (PULGADAS) | DIAM. INT. (PULGADAS) | CEDULA | OP/100 FT (PSI) | VELOCIDAD (FT/SEG) |
|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------|--------------------|-----------------------|
| DE GAT-501 A CABEZAL | 4.0 | 4.026 | 40 | 0.9175 | 91.18 |
| DE GAT-601 AL CABEZAL | 3.0 | 3.068 | 40 | 0.8731 | 72.49 |
| CABEZAL | 6.0 | 6.065 | 40 | 0.2115 | 58.59 |
| DE BOMBA DE AC. A CABEZ. | 6.0 | 6.065 | 40 | 0.5888 | 97.75 |
| CABEZAL | 8.0 | 7.981 | 40 | 0.3476 | 90.28 |
| DE B.ACEITE A CABEZAL | 6.0 | 6.065 | 40 | 0.5846 | 97.40 |
| CABEZAL | 10.0 | 10.020 | 40 | 0.2750 | 92.96 |
| DE GAT-206 A CABEZAL | 6.0 | 6.065 | 40 | 0.1419 | 47.99 |
| CABEZAL | 10.0 | 10.020 | 40 | 0.3888 | 110.55 |
| DE GAT-101 A CABEZAL | 10.0 | 10.020 | 40 | 0.6219 | 139.80 |
| CABEZAL | 16.0 | 15.250 | STD | 0.2221 | 108.08 |
| VAPOR IMPORTADO | 6.0 | 6.065 | 40 | 0.6919 | 105.96 |
| CABEZAL | 16.0 | 15.250 | STD | 0.2963 | 124.84 |
| DEL CABEZAL A DESOBREC. | 14.0 | 13.250 | STD | 0.8129 | 190.03 |
| CABEZAL | 4.0 | 4.026 | 40 | 0.2255 | 45.21 |

| | | | | | |
|----------------------|-----|-------|----|--------|-------|
| DE GAT-706 A CABEZAL | 3.0 | 3.068 | 40 | 0.1286 | 27.82 |
| DE GAT-708 A CABEZAL | 3.0 | 3.068 | 40 | 0.4009 | 49.12 |

II. CUBIERTA

***** 20740 *****

DE GAT-706 A CABEZAL
 DE GAT-708 A CABEZAL
 DE GAT-710 A CABEZAL
 DE GAT-712 A CABEZAL
 DE GAT-714 A CABEZAL
 DE GAT-716 A CABEZAL
 DE GAT-718 A CABEZAL
 DE GAT-720 A CABEZAL
 DE GAT-722 A CABEZAL
 DE GAT-724 A CABEZAL
 DE GAT-726 A CABEZAL
 DE GAT-728 A CABEZAL
 DE GAT-730 A CABEZAL
 DE GAT-732 A CABEZAL
 DE GAT-734 A CABEZAL
 DE GAT-736 A CABEZAL
 DE GAT-738 A CABEZAL
 DE GAT-740 A CABEZAL
 DE GAT-742 A CABEZAL
 DE GAT-744 A CABEZAL
 DE GAT-746 A CABEZAL
 DE GAT-748 A CABEZAL
 DE GAT-750 A CABEZAL
 DE GAT-752 A CABEZAL
 DE GAT-754 A CABEZAL
 DE GAT-756 A CABEZAL
 DE GAT-758 A CABEZAL
 DE GAT-760 A CABEZAL
 DE GAT-762 A CABEZAL
 DE GAT-764 A CABEZAL
 DE GAT-766 A CABEZAL
 DE GAT-768 A CABEZAL
 DE GAT-770 A CABEZAL
 DE GAT-772 A CABEZAL
 DE GAT-774 A CABEZAL
 DE GAT-776 A CABEZAL
 DE GAT-778 A CABEZAL
 DE GAT-780 A CABEZAL
 DE GAT-782 A CABEZAL
 DE GAT-784 A CABEZAL
 DE GAT-786 A CABEZAL
 DE GAT-788 A CABEZAL
 DE GAT-790 A CABEZAL
 DE GAT-792 A CABEZAL
 DE GAT-794 A CABEZAL
 DE GAT-796 A CABEZAL
 DE GAT-798 A CABEZAL
 DE GAT-800 A CABEZAL

* * * * *
 *
 *
 * MODULO II *
 * * * * *
 * * * * * DATOS * * * * *
 *
 * LA SIMULACION SE EFECTUA FIJANDO LA PRESION EN UNO DE LOS *
 * NODOS CON OBJETO DE EVITAR QUE EL SISTEMA TENGA ECUACIO- *
 * NES LINEALMENTE DEPENDIENTES(SECCION IV.3), *
 * POR OTRA PARTE, SE FIJAN TODOS LOS GASTOS NETOS EXCEPTO EL *
 * DEL NODO 13. *
 * OBSERVARSE QUE EN LOS PUNTOS DONDE NO HAY EXTRACCION NI ALI- *
 * MENTACION DE VAPOR, EL GASTO NETO ES CERO. *
 * * * * *

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|-------------------|-------------------------|
| 1 | INCOGNITA | 5202.0 |
| 2 | INCOGNITA | 0.0 |
| 3 | INCOGNITA | 2410.0 |
| 4 | INCOGNITA | 0.0 |
| 5 | INCOGNITA | 12699.0 |
| 6 | INCOGNITA | 0.0 |
| 7 | INCOGNITA | 12654.0 |
| 8 | INCOGNITA | 0.0 |
| 9 | INCOGNITA | 6235.0 |
| 10 | INCOGNITA | 0.0 |
| 11 | INCOGNITA | 49575.0 |
| 12 | INCOGNITA | 0.0 |
| 13 | 81.7 | INCOGNITA |
| 14 | INCOGNITA | 0.0 |
| 15 | INCOGNITA | -105099.0 |
| 16 | INCOGNITA | 0.0 |
| 17 | INCOGNITA | 925.0 |
| 18 | INCOGNITA | 1033.0 |

* * * * *
 *
 * *** RESULTADOS QUE SE OBTIENEN DE LA SIMULACION ***
 * MODULO II
 *
 * PRESIONES CALCULADAS EN LOS NODOS.
 *
 * EL PERFIL DE PRESIONES SE ENCUENTRA TABULADO A CONTINUACION.
 * * * * *

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|-------------------|-------------------------|
| 1 | 83.861 | 5202.0 |
| 2 | 83.087 | 0.0 |
| 3 | 63.861 | 2410.0 |
| 4 | 82.279 | 0.0 |
| 5 | 82.908 | 12699.0 |
| 6 | 82.210 | 0.0 |
| 7 | 83.055 | 12654.0 |
| 8 | 81.923 | 0.0 |
| 9 | 82.768 | 6235.0 |
| 10 | 81.439 | 0.0 |
| 11 | 82.315 | 49575.0 |
| 12 | 80.819 | 0.0 |
| 13 | 81.700 | 14366.0 |
| 14 | 80.480 | 0.0 |
| 15 | 80.082 | -105099.0 |
| 16 | 80.519 | 0.0 |
| 17 | 80.872 | 925.0 |
| 18 | 80.657 | 1033.0 |

* SISTEMA DE BAJA PRESSION.- T=312 G.F. P=65 PSIG *

* * * * *
 *
 *
 * MODULO I *
 *
 * DIAMETROS INTERNOS CALCULADOS *
 *
 * LAS CONDICIONES DE GASTO, PRESION Y TEMPERATURA MEDIA DE LA LINEA SE *
 * OBTIENEN DEL DIAGRAMA DE BALANCE DE VAPOR Y CONDENSADO (FIG 5.18) *
 * CON ESTOS DATOS SE OBTIENE UN DIAMETRO TEORICO TENTATIVO (COLUM. 7). *
 * ESTE DIAMETRO INTERNO SE TOMA COMO BASE PARA LA ELECCION DEL DIAMETRO *
 * INTERNO COMERCIAL. LA LONGITUD EQUIVALENTE SE OBTUVO EN BASE AL *
 * PLANO DE LOCALIZACION GENERAL (FIG 4.2), ELIGIENDO UNA TRAYECTORIA FAC *
 * TIBLE DE LA LINEA DE VAPOR. *
 * LA NUMERACION DE NODOS CORRESPONDE A LA QUE SE PRESENTA EN LA FIGU *
 * RA 5-7 *
 * * * * *

| | | GASTO | P | T | LE | D |
|--|----------|-----------------|--------|-------|-------|---------|
| | DEL NODO | AL NODO (LB/HR) | (PSIA) | (F) | (FT) | (IN) |
| | 1 | 2 25973.0 | 79.7 | 772.0 | 120.0 | 7.3524 |
| | 2 | 3 22510.0 | 79.7 | 772.0 | 34.4 | 6.9607 |
| | 2 | 4 48483.0 | 79.7 | 772.0 | 314.8 | 10.8331 |
| | 4 | 5 4512.0 | 79.7 | 772.0 | 95.0 | 4.4386 |
| | 5 | 6 2877.0 | 79.7 | 772.0 | 60.7 | 3.2453 |
| | 5 | 7 1635.0 | 79.7 | 772.0 | 60.7 | 2.6494 |
| | 4 | 8 47995.0 | 79.7 | 772.0 | 475.4 | 10.7849 |
| | 8 | 9 121686.0 | 79.7 | 772.0 | 54.1 | 13.1126 |
| | 8 | 10 68691.0 | 79.7 | 772.0 | 41.0 | 10.5613 |


```

*****
*
*
*           MODULO II
*
*           ***** DATOS *****
*
* LA SIMULACION SE EFECTUA FIJANDO LA PRESION EN UNO DE LOS
* NODOS CON OBJETO DE EVITAR QUE EL SISTEMA TENGA ECUACIONES
* LINEALMENTE PENDIENTES(SECCION IV.3).
* POR OTRA PARTE, SE FIJAN TODOS LOS GASTOS NETOS EXCEPTO EL
* DEL NODO 9.
* OBSERVESE QUE EN LOS PUNTOS DONDE NO HAY EXTRACCION NI ALI-
* MENTACION DE VAPOR, EL GASTO NETO ES CERO.
*****

```

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|----------------|----------------------|
| 1 | INCOGNITA | -25973.0 |
| 2 | INCOGNITA | 0.0 |
| 3 | INCOGNITA | -22510.0 |
| 4 | INCOGNITA | 0.0 |
| 5 | INCOGNITA | 0.0 |
| 6 | INCOGNITA | -2877.0 |
| 7 | INCOGNITA | -1635.0 |
| 8 | INCOGNITA | 0.0 |
| 9 | 79.8 | INCOGNITA |
| 10 | INCOGNITA | -68691.0 |

* * * * *
 *
 * *** RESULTADOS QUE SE OBTIENEN DE LA SIMULACION ***
 * MODULO II
 *
 * PRESIONES CALCULADAS EN LOS NODOS.
 *
 * EL PERFIL DE PRESIONES SE ENCUENTRA TABULADO A CONTINUACION.
 * * * * *

| NODO | PRESION (PSIA) | CONSUMO NETO (LB/HR) |
|------|----------------|----------------------|
| 1 | 74.587 | -25973.0 |
| 2 | 75.668 | 0.0 |
| 3 | 75.356 | -22510.0 |
| 4 | 76.941 | 0.0 |
| 5 | 76.549 | 0.0 |
| 6 | 75.983 | -2877.0 |
| 7 | 75.985 | -1635.0 |
| 8 | 79.293 | 0.0 |
| 9 | 79.800 | 121686.0 |
| 10 | 78.912 | -68691.0 |

A P E N D I C E I I

| | | | | | | | | | | | | | |
|-----|-----|------|---|--------|-----|------|---|--------|--------|------|---|--------|--------|
| 270 | LTL | 0000 | R | 000072 | LTL | 0000 | R | 000074 | LTP | 0000 | R | 000052 | M |
| 278 | MM | 0000 | R | 000041 | MM | 0000 | R | 000420 | MM | 0000 | R | 000027 | MS |
| 280 | MM | 0000 | R | 000240 | MM | 0000 | R | 000164 | MM | 0000 | R | 000253 | MRF |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000213 | MRE | 0000 | R | 000326 | MUSP |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000024 | PCOM | 0000 | R | 000047 | PCS |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000054 | PCVCL | 0000 | R | 000112 | PE |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000217 | PEVR | 0000 | R | 000167 | PH |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000113 | PP | 0000 | R | 000425 | PRAD |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000432 | PT | 0000 | R | 000127 | PVES |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000416 | QA | 0000 | R | 000162 | QC |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000173 | RN | 0000 | R | 000317 | RNCA |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000176 | RPRTRC | 0000 | R | 000172 | RPRTRM |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000357 | RPR2SR | 0000 | R | 000202 | RT |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000343 | RTSR | 0000 | R | 000255 | SC |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000251 | SLED | 0000 | R | 000211 | SLR |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000366 | STEC | 0000 | R | 000250 | STEN |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000323 | STSB | 0000 | R | 000263 | STSD |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000372 | TAA | 0000 | R | 000236 | TAVG |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000424 | TGAL | 0000 | R | 000377 | TGPEC |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000137 | TGSH1 | 0000 | R | 000157 | TGSSC |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000307 | TMCA | 0000 | R | 000313 | TMPA |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000306 | TMPF | 0000 | R | 000171 | TM1 |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000227 | TPR | 0000 | R | 000162 | TPROM |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000403 | TSAC | 0000 | R | 000136 | TRES |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000345 | TVP | 0000 | R | 000214 | TVSR |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000412 | T2A | 0000 | R | 000303 | T2C |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000342 | T2NSR | 0000 | R | 000226 | T2R |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000062 | VELCOM | 0000 | R | 000310 | VOLCA |
| 283 | MRE | 0000 | R | 000271 | MRE | 0000 | R | 000042 | WF | 0000 | R | 000045 | WG |

LISTADO DEL EQUIPO GENERADOR DE VAPOR

DIRECTORIO DE VARIABLES

| C | UNIDAD | SIGNIFICADO | UNIDADES |
|---|--|---|----------|
| C | ESPECIFICACIONES : | | |
| C | PSS | PRESION A LA SALIDA DEL SOBRECALENTADOR | PSIG. |
| C | TVSS | TEMPERATURA DEL VAPOR A LA SALIDA DEL SOBREC. | G.F. |
| C | PM | PRODUCCION MAXIMA CONTINUA | LB/HR. |
| C | PSR | PRESION A LA SALIDA DEL RECALENTADOR | PSIG. |
| C | TVSR | TEMPERATURA DEL VAPOR A LA SALIDA DEL RECAL. | G.F. |
| C | FVR | FLOJO DEL VAPOR AL RECALENTADOR | LB/HR. |
| C | PEP | PRESION A LA ENTRADA DEL RECALENTADOR | PSIG. |
| C | TER | TEMPERATURA A LA ENTRADA DEL RECALENTADOR | G.F. |
| C | TAA | TEMPERATURA DEL AGUA DE ALIMENTACION | G.F. |
| C | TAM | TEMPERATURA DEL AIRE AMBIENTAL | G.F. |
| C | RCT | RANGO DE CONTROL DE TEMPERATURA | LB/HR. |
| C | PAF | PORCIENTO DE AIRE EN EXCESO | LB/HR. |
| C | TEMPERATURA DE SALIDA DE DISPOSITIVO : | | |
| C | ETAP | ENTALPIA DEL VAPOR | BTU/LB. |
| C | EAG | ENTALPIA DEL AGUA DE ALIMENTACION | BTU/LB. |
| C | EPLV | DIFERENCIA DE ENTALPIAS | BTU/LB. |
| C | CALV | CALOR AL AGUA Y VAPOR | BTU/HR. |
| C | FV | FLOJO DE VAPOR AL RECALENTADOR | LB/HR. |
| C | ETAPV | ENTALPIA DEL VAPOR SALIENDO DEL RECALENTADOR | BTU/LB. |
| C | EAGV | ENTALPIA DEL VAPOR ENTRANDO AL RECALENTADOR | BTU/LB. |
| C | ETAPV - EAGV | CALOR SUSTRAYENDO POR LIBRO DE VAPOR, RECAL. | BTU/LB. |

1. CALOR DE LA COMBUSTION DE LA CALERA ***
 W=10.0***(1.0)-(CEN-(CO2))/PCSM
 W=735.1774015*PAE
 C=1.0+COM/100.0
 WCE=PCV**C
 A=EG.127**A
 H=SEPC/7.1.79**b5
 PCV=1.0+2.0*4+3.0*C2H6+4.0*C3H8+5.0*C4H10+6.0*C5H12
 1.0*CO.1.000.0.AND.PCS.LE.700.0) MH=0.666*PCVOL
 1.0*CO.1.700.0.AND.PCS.LE.800.0) MH=-0.4166+0.5833*PCVOL
 1.0*CO.1.800.0.AND.PCS.LE.900.0) MH=2.158+0.51613*PCVOL
 1.0*CO.1.900.0.AND.PCS.LE.1000.0) MH=-2.4242+0.4848*PCVOL
 1.0*CO.1.1000.0.AND.PCS.LE.1100.0) MH=-2.2257+0.4571*PCVOL
 1.0*CO.1.1100.0.AND.PCS.LE.1200.0) MH=-1.9047+0.4047*PCVOL
 1.0*CO.1.1200.0.AND.PCS.LE.1300.0) MH=-2.610+0.3740*PCVOL
 1.0*CO.1.1300.0.AND.PCS.LE.1400.0) MH=-3.4285+0.3457*PCVOL
 1.0*CO.1.1400.0.AND.PCS.LE.1500.0) MH=-4.5+0.33125*PCVOL
 1.0*CO.1.1500.0.AND.PCS.LE.1600.0) MH=-1.5+0.3*PCVOL
 1.0*CO.1.1700.0.AND.PCS.LE.1700.0) MH=-2.0+0.2*PCVOL
 1.0*CO.1.1700.0.AND.PCS.LE.1800.0) MH=-1.194+0.26046*PCVOL
 1.0*CO.1.1800.0.AND.PCS.LE.1900.0) MH=-4.22+0.2555*PCVOL
 1.0*CO.1.1900.0.AND.PCS.LE.2000.0) MH=1.333+0.22666*PCVOL

2. CALOR DE LA COMBUSTION DE LA CALERA ***
 W=10.0***(1.0)-(CEN-(CO2))/PCSM
 W=735.1774015*PAE
 C=1.0+COM/100.0
 WCE=PCV**C
 A=EG.127**A
 H=SEPC/7.1.79**b5
 PCV=1.0+2.0*4+3.0*C2H6+4.0*C3H8+5.0*C4H10+6.0*C5H12
 1.0*CO.1.000.0.AND.INCOM.LE.75.0) CO2IN=7.2666+1.7933E-1*PCVO-1.3
 /7.2666-0.0000**2+0.0413E-6*PCVO**3-7.9574E-9*PCVO**4
 1.0*CO.1.1000.0.AND.INCOM.LE.75.0) CO2IN=7.2666+1.7933E-1*PCVO-1.3
 /7.2666-0.0000**2+0.0413E-6*PCVO**3-7.9574E-9*PCVO**4
 1.0*CO.1.125.0.AND.INCOM.LE.125.0) CO2IN=6.0916+1.7254E-1*PCVO-1
 /6.0916-0.0000**2+0.3653E-6*PCVO**3-9.1093E-9*PCVO**4
 1.0*CO.1.125.0.AND.INCOM.LE.175.0) CO2IN=9.5755+9.3119E-2*PCVO-
 /9.5755-0.0000**2+2.5755E-6*PCVO**3-3.3119E-9*PCVO**4
 1.0*CO.1.175.0.AND.INCOM.LE.200.0) CO2IN=1.3166E+1+4.1908E-2*PCV
 /1.3166E+1-0.0000**2+1.4755E-6*PCV**3-2.1051E-9*PCVO**4

3. DETERMINACION DE CO2
 1.0*CO.1.000.0.AND.CO2IN.LE.10.5) CO2DET=10.0-9.0534E-2*PAE-1.33
 /3.0E-4*PAE**2+2.358E-5*PAE**3-1.8292E-7*PAE**4
 1.0*CO.1.1000.0.AND.CO2IN.LE.11.5) CO2DET=11.0-8.4715E-2*PAE-2.51
 /3.0E-4*PAE**2+1.8292E-5*PAE**3-1.0917E-7*PAE**4
 2.0*CO.1.1.115.AND.CO2IN.LE.12.5) CO2DET=1.2504E+1-1.0393E-1*PAE+
 /6.5E-4*PAE**2+1.0E-5*PAE**3-7.888E-8*PAE**4
 1.0*CO.1.12.5.AND.CO2IN.LE.13.5) CO2DET=13.0-8.1187E-2*PAE-7.28
 /3.0E-4*PAE**2+2.2629E-5*PAE**3-2.2629E-7*PAE**4
 1.0*CO.1.13.5.AND.CO2IN.LE.14.5) CO2DET=14.0-2.5239E-1*PAE+8.80
 /3.0E-4*PAE**2+1.8292E-5*PAE**3+1.0917E-7*PAE**4
 2.0*CO.1.14.5.AND.CO2IN.LE.15.5) CO2DET=15.0-1.7592E-1*PAE+2.98
 /3.0E-4*PAE**2+4.2755E-5*PAE**3+2.517E-7*PAE**4

4. CALOR DE LA COMBUSTION DEL CARBON DE LA CALERA ***
 W=10.0***(1.0)-(CEN-(CO2))/PCSM
 W=735.1774015*PAE
 C=1.0+COM/100.0
 WCE=PCV**C
 A=EG.127**A
 H=SEPC/7.1.79**b5
 PCV=1.0+2.0*4+3.0*C2H6+4.0*C3H8+5.0*C4H10+6.0*C5H12
 1.0*CO.1.000.0.AND.PCS.LE.700.0) MH=0.666*PCVOL
 1.0*CO.1.700.0.AND.PCS.LE.800.0) MH=-0.4166+0.5833*PCVOL
 1.0*CO.1.800.0.AND.PCS.LE.900.0) MH=2.158+0.51613*PCVOL
 1.0*CO.1.900.0.AND.PCS.LE.1000.0) MH=-2.4242+0.4848*PCVOL
 1.0*CO.1.1000.0.AND.PCS.LE.1100.0) MH=-2.2257+0.4571*PCVOL
 1.0*CO.1.1100.0.AND.PCS.LE.1200.0) MH=-1.9047+0.4047*PCVOL
 1.0*CO.1.1200.0.AND.PCS.LE.1300.0) MH=-2.610+0.3740*PCVOL
 1.0*CO.1.1300.0.AND.PCS.LE.1400.0) MH=-3.4285+0.3457*PCVOL
 1.0*CO.1.1400.0.AND.PCS.LE.1500.0) MH=-4.5+0.33125*PCVOL
 1.0*CO.1.1500.0.AND.PCS.LE.1600.0) MH=-1.5+0.3*PCVOL
 1.0*CO.1.1700.0.AND.PCS.LE.1700.0) MH=-2.0+0.2*PCVOL
 1.0*CO.1.1700.0.AND.PCS.LE.1800.0) MH=-1.194+0.26046*PCVOL
 1.0*CO.1.1800.0.AND.PCS.LE.1900.0) MH=-4.22+0.2555*PCVOL
 1.0*CO.1.1900.0.AND.PCS.LE.2000.0) MH=1.333+0.22666*PCVOL

| | | |
|---|-------------|-----------------|
| PRODUCCION DE VAPOR CONTINUA | 1504000.000 | LB/HR |
| ENTALPIA DEL VAPOR | 1474.500 | BTU/LB |
| ENTALPIA DEL AGUA DE RECALENTACION | 454.000 | BTU/LB |
| ENTALPIA DEL VAPOR QUE SALE DEL RECALENTAD | 1519.500 | BTU/LB |
| ENTALPIA DEL VAPOR QUE SALE DEL RECALENTADO | 1344.500 | BTU/LB |
| TIPO DE RECALENTADOR | 4 | |
| FLUJO DE VAPOR AL RECALENTADOR | 1426000.000 | LB/HR |
| AREA EFECTIVA DE CALENTAMIENTO | 5600.000 | FT ² |
| CALOR DE VAPORIZACION | 1050.000 | BTU/LB |
| EFICIENCIA DE LA CALDERA | .850 | (SUPUESTA) |

SECCION DE SOBRECALENTADOR A 177.7 °C

| DATOS | | |
|--|-------------|--------|
| LARGO DE LOS TUBOS DEL SOBRECALENTADOR | 2.125 | IN |
| ESPACIAMIENTO AL O ANCHO | 15.156 | IN |
| ESPACIAMIENTO AL O LARGO | 2.500 | IN |
| AREA LIBRE DE GAS | 1010.000 | FT |
| NUMERO DE ENSAMBLES | 33.000 | ADIM. |
| NUMERO DE TUBOS PROFUNDOS | 18.000 | ADIM. |
| PRENSION DEL VAPOR QUE ENTRA | 2050.000 | PSIG |
| GASTO DE GAS | 1880000.000 | LB/HR |
| TEMPERATURA DEL VAPOR QUE SALE | 1000.000 | G.F. |
| PRENSION DEL VAPOR QUE SALE | 2000.000 | PSIG |
| ENTALPIA DEL VAPOR QUE SALE | 1474.500 | BTU/LB |
| ENTALPIA DEL VAPOR QUE ENTRA | 1387.977 | BTU/LB |
| LONGITUD DEL RAYO CALIENTE | 26.500 | FT |
| ALTURA DEL SOBRECALENTADOR | 27.000 | FT |

RESULTADOS

| | | |
|--|----------|-----------------|
| VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR NO LUM. | 8.113 | BTU/HR(GF)(FT2) |
| VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECCION | 6.096 | BTU/HR(GF)(FT2) |
| VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL | 14.209 | BTU/HR(GF)(FT2) |
| TEMP. DEL VAPOR QUE ENTRA AL SOBREC. | 873.028 | G.F. |
| TEMP. DEL VAPOR QUE SALE DEL SOBREC. | 2049.433 | G.F. |
| TEMPERATURA PROMEDIO DEL GAS | 2166.901 | G.F. |

| | | |
|--|-------------|---------------------|
| ESPACIAMIENTO DE LOS TUBOS A LA ANCHURA | 2.125 | IN |
| ESPACIAMIENTO DE LOS TUBOS A LA ALTURA | 6.062 | IN |
| ESPACIAMIENTO DE LOS TUBOS A LA LONGITUD | 4.000 | IN |
| AREA CRUSA DE GAS | 604.000 | GT**2 |
| AREA CRUSA | 43.000 | FTM. |
| RECALCULO DEL PUNTO DE SALIDA DEL RECALENTADOR | 1000.000 | G.F. |
| PRESION DEL VAPO. QUE SALE DEL RECALENT. | 488.000 | PSIG |
| RECALCULO DEL AREA CRUSA DEL RECALENT. | 670.000 | G.F. |
| PRESION DEL VAPO. QUE ENTRA AL RECALENT. | 500.000 | PSIG |
| FLUJO DE GAS | 1426000.000 | FT ³ /HR |
| ENTRADA DEL VAPO. QUE SALE DEL REC. | 1519.500 | RTI/LB |
| ENTRADA DEL VAPO. QUE ENTRA AL REC. | 1344.500 | RTI/LB |
| EQUIVADOS | | |
| RECALCULO DEL PUNTO DE SALIDA DEL RECALENTADOR | 1625.928 | G.F. |
| RECALCULO DEL AREA CRUSA | 16425.110 | GT**2 |
| VALORACION TOTAL DEL RECALENTADOR | 13.337 | RTI/HR |

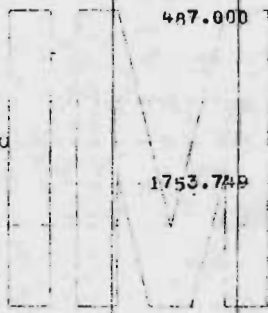
.....

ESTADOS

| | | |
|----------------------------------|---------|-----------------|
| DIAMETRO DE TUBO | 1.500 | IN |
| ESPAZAMIENTO DE TUBOS A LO ANCHO | 6.062 | IN |
| NUMERO DE HILERAS DE TUBOS | 3.000 | ADTM. |
| AREA LIBRE DE GAS | 487.000 | FT ² |

RESULTADO

| | | |
|---------------------------------|----------|------|
| TEMPERATURA DE SALIDA DEL VAPOR | 1753.749 | G.F. |
|---------------------------------|----------|------|



.....

RECIBO DEL SOBRECALIENTE BAJA 1

DATOS

| | | |
|--|----------|--------|
| ESPACIAMIENTO DE LOS TUBOS DEL SOBRECAL. | 2.125 | IN |
| ESPACIAMIENTO DE LOS TUBOS A LO ANCHO | 4.031 | IN |
| ESPACIAMIENTO DE LOS TUBOS A LO LARGO | 4.031 | IN |
| NUMERO DE ENDADES | 125.000 | ADTM |
| TEMPERATURA DEL VAPOR QUE SALE | 873.000 | G.F. |
| PRESION DEL VAPOR ENTRANDO A LA CAVIDAD | 2052.000 | PSIG |
| TEMPERATURA DEL VAPOR QUE ENTRA | 640.000 | G.F. |
| ENTALPIA DEL VAPOR QUE SALE | 1387.900 | BTU/LB |
| ENTALPIA DEL VAPOR QUE ENTRA | 1130.000 | BTU/LB |
| AREA LIBRE DE GAS | 411.000 | FT**2 |

RESULTADOS

| | | |
|-----------------------------------|-----------|--------|
| TEMPERATURA DEL VAPOR QUE SALE | 988.067 | G.F. |
| SUPERFICIE DEL SOBRECALIENTE | 60874.552 | FT**2 |
| RADIACION TOTAL DEL SOBRECALIENTE | 11.529 | BTU/HR |

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60

| 14 | 1 | SECCION ECONOMICA | | | |
|----|---|------------------------------|------------|--------|--|
| | | UNIDAD | | | |
| | | LIMITO DE LA TUBERIA DEL ... | 2.000 | IN | |
| | | USO DE ... | 4.001 | IN | |
| | | ESPESOR DE LA TUBERIA ... | 5.000 | IN | |
| | | ... | 155.000 | ADM. | |
| | | TEMPERATURA DE ... | 471.000 | C.F. | |
| | | PRESION DE ENTRADA DEL AGUA | 2090.000 | PSIG | |
| | | PRESION DE SALIDA DEL AGUA | 2480.00 | PSIG | |
| | | FLUJO DE AGUA EN EL EQUIPO | 1584000.00 | LB/HR | |
| | | TEMPERATURA DEL ... | 700.000 | C.F. | |
| | | ENTALPIA DEL VAPOR DE ... | 454.000 | BTU/LB | |
| | | ... | 420.000 | FT**2 | |
| | | RESULTADOS | | | |
| | | ENTALPIA DEL ... | 554.201 | BTU/LB | |
| | | TEMPERATURA DEL ... | 546.874 | C.F. | |
| | | SUPERFICIE DEL EQUIPO ... | 67049.297 | FT**2 | |

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100

ARTOS

| | | |
|-------------------------------|---------|-------------|
| TEMPERATURA DEL GAS QUE SALE | 594.000 | G.F. |
| TEMPERATURA DEL GAS QUE ENTRA | 40.000 | G.F. |
| CALOR ESPECIFICO DEL AGUA | .240 | BTU/LB*G.F. |

RESULTADOS

| | | |
|------------------------------|------------|-------|
| GASTO DE AIRE | 1777363.95 | LB/HR |
| TEMPERATURA DEL GAS QUE SALE | 243.000 | G.F. |

Barve

BIBLIOGRAFIA POR CAPITULOS

CAPITULO I

1. Shamir Uri., and Charles D.D. Howard, "Water Distribution System Analysis". Journal of -
Hidraulic Division, Enero 1968, No. HYI, Pag.
219. ASCE.
2. Stoner Michael A., "Steady-State Analysis of
Gas Production and Distribution Systems". SPE
Paper number 2554.

CAPITULO II

1. Leon Avalos y Vez, "Generadores de vapor", IPN
México 1964.
2. Gaffert A. Gustaf, "Steam Power Station", Mc -
Graw Hill Book Co. 1960.
3. I.M.P., "Primer Seminario de Ingeniería Mecáni-
ca Petrolera". México 1968
4. Donald Q. Kern, "Procesos de Transferencia de -
Calor", Mc. Graw Hill Book Co.

5. Walter L. Badger y Julius T. Banchero, "Introducción a la Ingeniería Química". Mc. Graw - Hill Book Co. 1966.
6. Howard F. Rase y M. H. Barrow, "Ingeniería de Proyecto para Plantas de Proceso". John Wiley and Sons Ed. 1973.
7. Frank L. Evans, Jr., "Equipment Design Handbook for Refineries and Chemical Plants", Book Division Gulf Publishing Houston, Texas 1971.
8. Carl D. Shields, "Boilers, Types, Characteristics and Functions", Mc Graw Hill Book Co. 1961.
9. Elonka and Kohan, "Standard Boiler Operators' Questions and Answers", Mc. Graw Hill Co. 1969.
10. Babcock and Wilcox. "Steam. its Generation and Use", Babcock and Wilcox Ed. 1972.
11. Swift, "Steam Power Plants". Mc. Graw Hill Co. 1961

CAPITULO III

1. Virgil Moring Faires, "Thermodynamics" UTEHA Ed. 1962.

2. Gleen R. Flyling", A Reference Book on fuel burning and steam generation", Combustion - Engineering, Inc. 1966.
3. R.N. Wimpres, "Rating Fired Heaters", H.P. Oct. 1963 Vol. 42 No. 10, Pag. 115-126
4. Joseph L. Schweppe and Conrado Q. Torrijos", How to Rate Finned Tube Convection Section in Fired Heaters", H.P. Junio 1964 Vol. 43 No. 6, Pag. 159-166.
5. Combustion Engineering, "Combustion Calculations by Graphical Methods", Reprints 1944. C.E. Inc.
6. American Society of Mechanical Engineers", - Boiler and Pressure Vessel Code" Transaction and Papers. Section I.
7. American Society of Mechanical Engineers, - "Boiler and Pressure Vessel Code", Transaction and Papers, Section VIII.
8. American Petroleum Institute No. 550.
9. IMP, "Primer Seminario de Ing. Mecánica Petrolera", México 1968.

CAPITULO IV.

1. Shamir Uri., and Charles D.D. Howard, "Water Distribution System Analysis". Journal of - Hydraulics Division, Enero 1968, No. HYL, Pá gina 219. ASCE.
2. Shamir Uri., "Efficient Algorithm for Distribu tion Networks". Discussion. Journal of Hydraul ics. Division, Agosto 1973, No. HYL, Pá gina 1281 ASCE.
3. Stoner Michael A., "Steady-State Analysis of Gas Production and Distribution Systems" SPE paper number 2554.
4. Nahavandi Amir N., "Matriz Method for Analysis of Hidraulic Networks", Journal of Hydraulics Division. Enero 1973, No. HYL, Pá gina 47. ASCE
5. Streeter Victor L., "Water-Hammer Analysis of Distribution Systems". Journal of Hydraulics Division, Septiembre 1967, No. HYL, Pá gina 185. ASCE.

INDICE DE FIGURAS Y DIBUJOS

| FIG. | | PAG. |
|------|---|------|
| 2.1 | Caldera tipo vertical de tubos de humo | 25 |
| 2.2 | Caldera pirotubular horizontal de retorno | 31 |
| 2.3 | Caldera pirotubular tipo marino | 33 |
| 2.4 | Caldera acuotubular con tambor transversal a los tubos | 36 |
| 2.5 | Caldera acuotubular con tambor longitudinal | 38 |
| 2.6 | Caldera de tubos curvos de cuatro tambores | 40 |
| 2.7 | Caldera de tubos curvos de dos tambores | 41 |
| 2.8 | Caldera de tres tambores | 42 |
| 2.9 | Elementos de un reactor nuclear | 48 |
| 2.10 | Ventilador centrífugo | 57 |
| 2.11 | Ventiladores | 58 |
| 2.12 | Caldera con economizador | 60 |
| 2.13 | Tipos de precalentadores de aire | 63 |
| 2.14 | Tipos de precalentadores de aire | 64 |
| 2.15 | Tipos de precalentadores de aire | 65 |
| 2.16 | Precalentador de aire tipo regenerativo | 66 |
| 2.17 | Caldera con precalentador de aire | 68 |
| 2.18 | Tipos de sobrecalentadores | 70 |
| 2.19 | Caldera con recalentador | 76 |

| FIG. | | PAG. |
|------|---|------|
| A.1 | Sistema típico de suministro de aceite combustible para una caldera con varios quemadores | 88 |
| A.2 | Sistema típico de suministro de gas combustible para una caldera con varios quemadores | 89 |
| 2.20 | Sistema bomba | 116 |
| 2.21 | Elementos de un eyector | 126 |
| 2.22 | Vapor consumido por un eyector | 127 |
| 2.23 | Figura de corrección por presiones de un eyector | 129 |
| 2.24 | Evaporador | 140 |
| 2.25 | Variaciones en oxígeno disuelto en agua con temperatura a presión atmosférica en un desaereador | 145 |
| 3.1 | Diagramas para el ciclo ideal Rankine | 184 |
| 3.2 | Diagrama de una planta de fuerza de vapor | 186 |
| 3.3 | Diagrama de flujo del método de predimensionamiento de un generador de vapor | 220 |
| 3.4 | Caldera con quemado de gas (ejemplo de cálculo) | 223 |
| 4.1 | Notación y simbología de equipo | 241 |
| 4.2 | Plano de localización general de equipo | 246 |

| FIG. | | PAG. |
|-------|---|------|
| 4.3 | Tipos de arreglo de tuberías | 249 |
| 4.5 | Numeración de líneas (cabezales, sub-cabezales y ramales) | 269 |
| 4.6 | Numeración de líneas (entrada y salida de equipo) | 270 |
| 4.7 | Representación de líneas, válvulas y - accesorios | 271 |
| 4.8 | Simbología de instrumentos y líneas de instrumentos | 273 |
| 4.9 | DTI de proceso | 276 |
| 4.10 | DTI de vapor y condensados | 280 |
| 4.11 | Diagrama de flujo del Módulo Uno | 288 |
| 4.12 | Diagrama de flujo del Módulo Dos | 323 |
| 5.1 A | Diagrama de flujo de proceso | 334 |
| 5.1 B | Diagrama de balance de vapor y condensados | 352 |
| 5.2 | Sistema de vapor sobrecalentado de alta presión | 392 |
| 5.3 | Sistema de vapor saturado de alta presión | 400 |
| 5.4 | Sistema de vapor sobrecalentado de media presión | 401 |
| 5.5 | Sistema de vapor de dilución | 402 |
| 5.6 | Sistema de vapor sobrecalentado de baja p. | 403 |
| 5.7 | Sistema de vapor saturado de baja presión | 404 |
| | | 526 |

INDICE DE TABLAS

| TABLA | | PAG. |
|-------|---|------|
| 2.1 | Requerimientos de vapor para eyectores de una etapa | 129 |
| 2.2 | Rango de capacidades de desaereadores | 148 |
| 2.3 | Capacidad de almacenamiento y dimensionamientos globales de los desaereadores | 148 |
| 3.1 | Cantidad de aire en exceso | 193 |
| 3.2 | Ecuaciones de la combustión | 194 |
| 3.3 | Eficiencias de las calderas | 201 |
| 3.4 | Exceso de aire a la salida del horno | 201 |
| 4.1 | Criterios generales de caída de presión y velocidad recomendados | 231 |
| 4.2 | Criterios de velocidad máxima y mínima para tuberías que conducen vapor de agua | 234 |
| 4.3 | Criterios de caída de presión recomendados para tuberías de vapor | 234 |
| 4.4 | Distancias mínimas recomendadas entre equipos de proceso | 252 |
| 4.5 A | Clasificación de materiales por servicio | 254 |
| 4.5 B | Extracto de la especificación A3A | 256 |
| 4.5 C | Extracto de la especificación B3A | 257 |
| | | 527 |

| TABLA | PAG. |
|--|------|
| 4.5 D Extracto de la especificación D3A | 258 |
| 4.6 Nomenclatura que se utiliza para líneas de acuerdo con el servicio | 265 |
| 4.7 Nomenclatura utilizada para instrumentos | 274 |
| 5.1 Demandas de etileno de 1970 a 1980 | 326 |
| 5.2 Crecimiento de la industria de etileno de 1970 a 1980 | 328 |
| 5.3 Consumo de vapor en las turbinas de alta presión | 358 |
| 5.4 Cantidad de vapor consumido en la planta de etileno | 380 |
| 5.5 Balance de materia y energía | 384 |