

# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

---

FACULTAD DE QUIMICA

## “DISEÑO DE UN SISTEMA DE VAPOR DE AGUA”

T E S I S  
Que para obtener el título de:  
INGENIERO QUIMICO  
p r e s e n t a  
JOSE CRUZ TOLEDO MATUS

México, D. F.

1 9 7 7



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

CLAS: Tesis  
ADQ. 1977  
FECHA 1987  
PROC. 386



Dedico esta tesis a mis seres  
más queridos, a quienes estoy  
agradecido por lo que he  
llegado a ser en la vida

A mis padres  
Sr. Tomás Toledo V.  
Sra. Juana Matus G.

A mi esposa  
Sra. Irma López C.

A mis hijos  
José Angeles y Omar

A mis hermanos




PRESIDENTE, PROF. JOSE E. GALINDO FUENTES  
VOCAL, PROF. RUDI P. STIVALET CORRAL  
SECRETARIO, PROF. CARITINO MORENO  
1er. SUPLENTE, PROF. JOSE FCO. GUERRA RECASENS  
2° SUPLENTE, PROF. MAYO MARTINEZ KAHN

TEMA: DISEÑO DE UN SISTEMA DE VAPOR DE AGUA.

LUGAR DONDE SE DESARROLLO: BIBLIOTECA FAC. DE QUIMICA.

SUSTENTANTE: JOSE CRUZ TOLEDO MATUS

ASESOR:  JOSE E. GALINDO FUENTES

## I N T R O D U C C I O N

Industrializar una nación, significa mejorar su desarrollo económico. México es un país privilegiado por la naturaleza, al dotarle de grandes yacimientos petrolíferos, -- que le han dado la oportunidad de lograr su industrializa--- ción en una forma rápida y rentable.

Sin embargo, la inmensa variedad de productos que -- las grandes poblaciones y las industrias requieren, ha llevado al país a desarrollar otros procesos no derivados del petróleo, como son los ingenios azucareros, la fabricación de papel, la minería, etc.

Esta situación ha conducido a nuestro país a la ex-- plotación planificada de sus recursos naturales, ampliando -- su producción y diseñando nuevas plantas de procesamiento industrial. Esta es pues, la razón por la cual, el estudio -- concentrado en esta tesis está encaminado a contribuir con -- una aportación técnica, indispensable en el diseño de una -- planta industrial y concerniente a los servicios auxiliares--

que dan vida a un proceso industrial.

En general, en el diseño de una planta industrial, - química o petroquímica, resulta muy adecuado dividir la confección del proyecto en dos partes: a) la parte aplicada propiamente al proceso de elaboración del producto o transformación de la materia prima, y b) la parte referente a los servicios auxiliares para el proceso, que pueden ser: vapor de agua, agua, energía eléctrica, combustibles, etc.

La atención de esta tesis está centrada en el diseño y especificación de la capacidad de un sistema generador de vapor de agua para una planta industrial, y la pretensión -- consiste en señalar una forma de llevar a efecto el diseño - de esa parte del proyecto, que corresponde a los servicios - auxiliares aplicados a un proceso. Se inicia el trabajo desde de el momento en que se sabe que existe una necesidad de vapor de agua, y se culmina en el momento de lograr definir la capacidad del sistema y de cada uno de los equipos térmicos- y mecánicos que integran la planta generadora de vapor.

Debo señalar que para este estudio se tomó como base la ampliación de una refinería de petróleo, sin embargo, esta selección fue meramente casual, pues el sistema bien pu--

diera ser aplicado a una planta de pulpa y papel, a un ingenio azucarero o a cualquier planta química donde hubiese una demanda de vapor. Se hace hincapié entonces, que el estudio no es en sí sobre el proceso de refinación, sino en el desarrollo del sistema de vapor.

## GENERALIDADES

El vapor de agua, es un elemento primordial y necesario en una planta industrial.

El vapor, junto con la electricidad, constituyen el corazón de todo el complejo sistema de activación de una planta industrial, ya que ambos dan vida y movimiento a las diferentes partes del mecanismo de producción y transformación de la materia prima. Sin embargo, el vapor puede considerarse aún más importante que la electricidad, debido a que con el mismo vapor se puede generar la energía eléctrica.

Por otra parte, el vapor presenta la ventaja de que es fácil y relativamente económico de producir, ya que se obtiene de una sustancia muy abundante en el mundo, como es el agua. Y aunado a esto, se puede indicar también que el vapor es la forma más adecuada y económica de transportar grandes cantidades de calor y energía al mismo tiempo.

Estas son las razones por las cuales en la mayoría -

de las plantas industriales existe una unidad generadora de vapor y un sistema de distribución de vapor para el proceso; bien sea, para secar pastas de papel, para evaporar disoluciones químicas, para los procesos de calentamiento, para mover turbinas, molinos, etc.

El material contenido en esta tesis se ha escrito -- con la pretensión de proveer una información comprensiva sobre el sistema de vapor y, además, que sea de un valor práctico para el ingeniero dedicado al área de diseño de plantas industriales.

Se han hecho todos los esfuerzos para presentar el estudio de una manera clara y simple y aún cuando se incluyen ecuaciones matemáticas, no se requiere entrenamientos difíciles para entender los principios básicos involucrados.

El primer capítulo de la tesis hace una descripción del sistema tratado, indicando los diferentes niveles de presiones de que está compuesto, mostrando la aplicación de cada uno y los medios o formas de obtenerlos.

El segundo capítulo está dedicado a presentar una descripción general sobre los equipos que forman parte de la planta generadora de vapor. Se incluye información sobre --

los tipos y capacidades de los equipos de tamaños estándares que pueden encontrarse en el mercado. Asimismo, se dan recomendaciones prácticas sobre la selección del equipo adecuado al servicio.

Las condiciones termodinámicas que regirán la realización del balance de materia y energía están señaladas en el capítulo tercero como BASES DE DISEÑO y que a la vez servirán para fines de especificación de las condiciones de operación del sistema.

El cuarto capítulo muestra los cálculos de la demanda de vapor para los equipos de servicios especialmente y, por otro lado, enlista la cantidad y calidad de vapor que el proceso requiere.

En base a las condiciones termodinámicas y la demanda de vapor de los dos capítulos precedentes, se realiza el BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA del capítulo quinto.

Ahora bien, de la correcta selección de los niveles de presión y de la exacta resolución del balance dependerá el diseño óptimo del sistema de generación y distribución del vapor, así como de la capacidad de diseño de los equipos que integran el sistema.

El último capítulo presenta a manera de resultados, - la especificación de cada uno de los equipos, indicando el - tipo, tamaño, dimensiones y materiales de construcción están dar.

Acompaña a esta tesis, gráficas, diagrama de flujo y dibujos típicos de tuberías e instrumentación de cada uno de los equipos.



# CAPITULO I

---

## DESCRIPCION DEL SISTEMA

El sistema de vapor consiste en un ciclo, que comprende la distribución del vapor y la recuperación de los condensados.

El sistema de distribución del vapor y la recuperación de los condensados se ilustra de una manera simplificada en el esquema I-1 y en una forma más detallada en el diagrama de flujo V-1. Con el auxilio de ambos diagramas se procede a realizar la descripción del sistema.

El vapor que se genera en la caldera es un vapor sobrecalentado, al cual se le llamará VAPOR DE ALTA PRESION, y que se distribuye en toda la planta a través del cabezal principal de tuberías. La mayor parte de este vapor se emplea en las turbinas que mueven unos generadores eléctricos y el restante se utiliza para las turbinas que accionan los equipos rotatorios como son bombas y compresores de alta ca-

pacidad y potencia.

En la mayoría de las plantas de proceso se requieren por lo menos tres niveles de presión del vapor: el vapor de alta presión, el vapor de mediana presión y el vapor de baja presión. Cada uno de los niveles tiene su margen de operación en el proceso, dependiendo de las necesidades, el tipo de proceso, el tipo de equipo empleado y la situación de éste en la planta.

EL VAPOR DE MEDIANA PRESION, en nuestro caso, es un vapor vivo, debido a que se obtiene del vapor extraído directamente del cabezal de alta presión y reducido a la presión a que se requiere en el proceso.

Para disminuir la presión del vapor es necesario instalar las estaciones acondicionadoras, que reducen y saturan el vapor, esto es con el propósito de evitar que el vapor al ser reducido de presión contenga un alto grado de sobrecalentamiento, ya que el fenómeno es isotérmico, lo que podría resultar perjudicial e inadecuado para los servicios a que se destina el vapor.

El vapor de presión mediana tiene su aplicación directamente en el proceso o en los fenómenos de transferencia

de calor. Se usa además para otros fines, como son: el trazado de vapor, la atomización de los combustibles pesados y en las turbinas tipo contrapresión, para dar vida a los equipos rotatorios de menor potencia.

El VAPOR DE BAJA PRESION puede obtenerse como resultado de otros servicios, puede provenir de las turbinas tipo contrapresión o de los tanques autoevaporadores; puede provenir también de una estación reductora de presión, en cuyo caso resultaría un vapor sobrecalentado que pudiera requerir de una saturación, según su aplicación.

En todas las plantas de servicio de vapor resulta -- muy necesaria la instalación de las estaciones reductoras de presión, en virtud de que pueden rellenar el cabezal de vapor de menor presión con un vapor que se obtiene directamente del vapor de mayor presión, evitándose de esta manera una dependencia absoluta de las turbinas de tipo contrapresión, -- cuyo caudal de vapor nunca es constante, debido a las fluctuaciones en la demanda de energía eléctrica.

Los servicios que puede ofrecer el vapor de baja presión son muy limitados, mientras menor es la presión; es decir, un vapor menor de 20 PSIG es difícilmente recomendable.

en equipos de transferencia de calor, en una planta grande;- esto es, por la imposibilidad de recuperar los condensados;- así también un vapor de 100 PSIG difícilmente llegaría a --- usarse en turbinas, por lo ineficiente y antieconómico que - resultaría este equipo.

En nuestro caso, el vapor de baja presión sólo servirá para satisfacer las demandas del deaereador.

Cabe señalar que los distintos niveles de presión -- son mantenidos mediante controles automáticos que detectan y corrigen rápidamente cualquier descenso o aumento de presión en los cabezales.

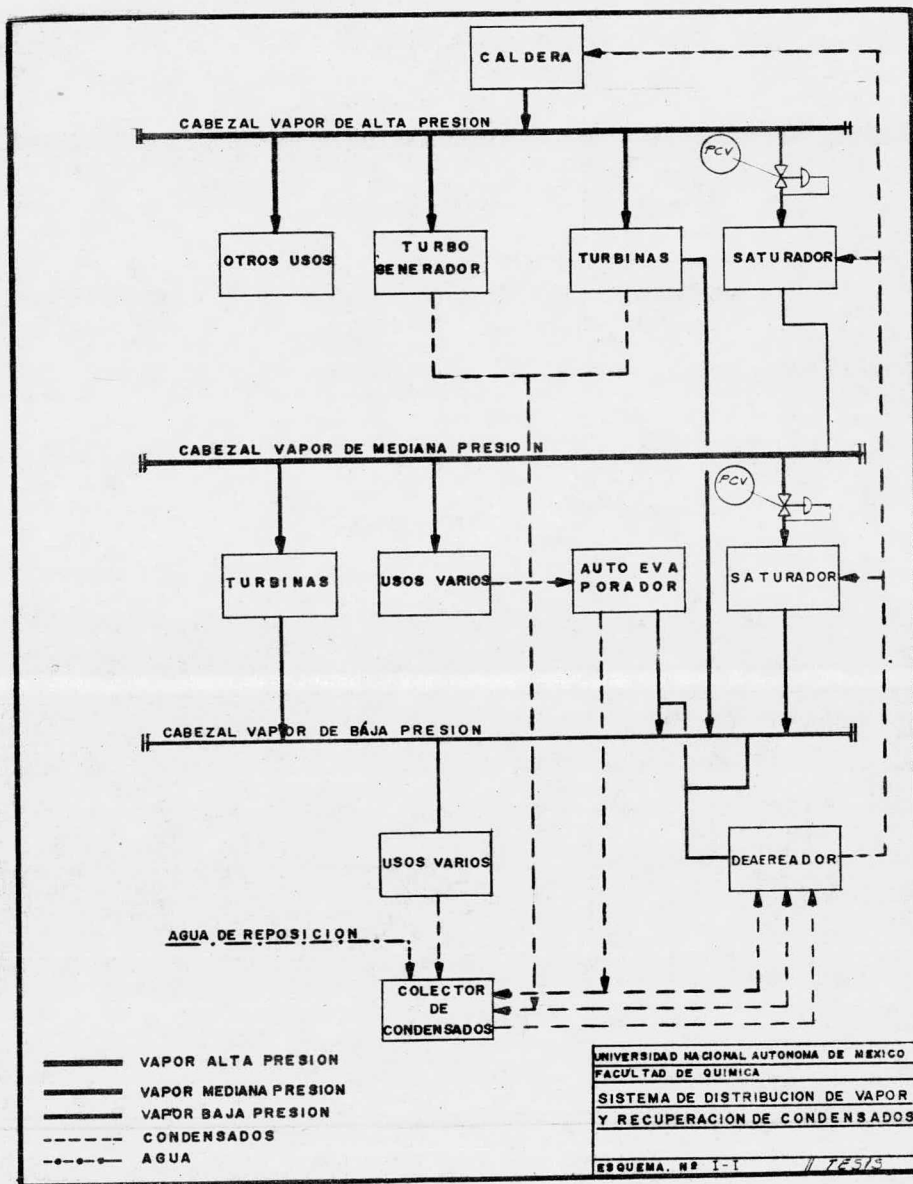
Los condensados que pudieran provenir de las turbi--nas tipo condensantes son bombeados a un tanque colector de condensados, a donde también se hacen llegar todos los con--densados de los equipos de transferencia de calor, como son los rehervidores y los cambiadores de calor.

Dependiendo de la presión de retorno de estos condensados pueden ser dirigidos directamente al deaereador que -- opera a presión o al tanque de almacenamiento de condensados, que opera a condiciones atmosféricas.

El vapor que por su servicio no regresa al sistema y es consumido en el proceso, o desfogado a la atmósfera a través de válvulas de alivio, o escapado por fugas en tuberías o desechado como purgas, obliga a que se tenga que reponer - continuamente una cantidad equivalente de agua.

Los condensados recuperados, complementados con el - agua de repuesto, son enviados a un deaerador para eliminarle los gases incondensables y corrosivos que pudiesen contener.

Finalmente, para volver a iniciar el ciclo, el agua-deaerada y caliente del deaerador se alimenta a la caldera y se vuelve a generar vapor vivo y sobrecalentado.



- VAPOR ALTA PRESION
- VAPOR MEDIANA PRESION
- VAPOR BAJA PRESION
- - - - - CONDENSADOS
- · · · · AGUA

# CAPITULO II

---

## GENERALIDADES DE LOS EQUIPOS QUE INTEGRAN EL SISTEMA

Se propone presentar en este capítulo las características y los aspectos generales de los equipos que forman parte del sistema; esto es, con el propósito de darle un enfoque más práctico y útil al contenido de este trabajo.

Se mencionan los diferentes tipos y tamaños de los equipos que pueden encontrarse en el mercado, resaltando las recomendaciones indispensables en su selección. Se incluye también la descripción breve de la operación de los equipos más sofisticados y las partes que lo constituyen.

### II.1. CALDERAS

Para producir el vapor se necesita una caldera, a la cual se le alimenta continuamente una cantidad de agua, equivalente a la cantidad de vapor que se desea producir.

Consecuentemente, para lograr la evaporación del --- agua, se requiere de la participación del calor, lo cual se obtiene del combustible que se quema en el hogar de la caldera.

#### TIPOS Y CAPACIDAD

Las calderas de aplicación industrial son de dos tipos:

- a) Tubos de humo
- b) Tubos de agua

Las calderas "tubos de humo" se caracterizan en que los gases productos de la combustión circulan por dentro de los tubos de la caldera, mientras que el vapor se genera en la coraza que envuelve los tubos. Normalmente estas unidades son de tipo paquete y de capacidades que varían de 5 a - 600 HP (hasta 25,000 Lb/Hr) a presiones bajas no mayores de 250 PSIG.

Las calderas "tubos de agua", se llaman así porque - en este caso, es el agua la que se evapora en los tubos, --- mientras que los gases de combustión circulan por la parte - externa. Estas unidades pueden ser del tipo paquete o más - grandes del tipo erección en campo. Las capacidades para es



ta clase son del orden de 8,000 a 150,000 Lb/Hr para el tipo paquete con presiones hasta 600 PSI y para el tipo erección-en campo desde 100,000 hasta 400,000 Lb/Hr con presiones que alcanzan 1,800 PSI.

#### DESCRIPCION

Una caldera, se puede decir en forma general que está constituida de dos cuerpos cilíndricos, uno localizado en la parte superior y el otro en la inferior e interconectados con una serie de tubos a través de los cuales se logra la -- transferencia de calor, que se producen en el horno.

Está compuesta, además, de una serie de aditamentos-- que son los accesorios auxiliares y los instrumentos con los que se hace más eficiente, segura y controlable su operación.

#### ECONOMIZADOR

En una caldera, los gases secos del hogar arrastran-- consigo una cantidad considerable de calor, lo que provoca -- una reducción en la efectividad de la conversión de la energía calorífica del combustible en energía del vapor. El calor de estos gases de combustión se puede recuperar instalando en su paso un economizador, que se llama así porque aho--

rra combustible al utilizar este calor para precalentar el agua antes de entrar a la caldera. En general, el economizador es un haz de tubos horizontales de diámetros menores que los tubos de la caldera y se sitúa en el camino de los gases de combustión después de que estos abandonan la caldera.

#### CALENTADOR DE AIRE

Para seguir recuperando aún más el calor de los gases de combustión, se añade con frecuencia un calentador de aire, que aprovecha otra parte de este calor de los gases para transferirlo al aire que se emplea para la combustión.

#### VENTILADORES DE AIRE

Tanto el economizador como el calentador de aire aumentan la resistencia a la circulación de los gases a través de la caldera, por lo que se requiere disponer de un ventilador para vencer dicha resistencia y ayudar al tiro de la chimenea a desalojar los gases. Este ventilador se denomina -- ventilador de tiro inducido y puede ser accionado por un motor o una turbina de vapor. La resistencia que constituye el calentador de aire y los internos del hogar hacen necesario un segundo ventilador que ha de ser de tiro forzado para impulsar el aire del exterior hacia el hogar de combustión.

## RECALENTADOR DEL VAPOR

Como el vapor producido por la caldera tendría una temperatura baja si sólo se produjera vapor saturado, se instala un recalentador que vuelve a calentar el vapor producido, aprovechando el calor de los gases de combustión. De esta manera se puede obtener en calderas modernas temperaturas hasta de 1000 a 1100°F.

## VALVULA REGULADORA DE FLUJO

Otro requisito indispensable a mencionar es la alimentación de agua a la caldera, la cual debe ser continua para compensar el vapor producido; consecuentemente, la alimentación debe regularse de manera que la cantidad que penetra en la caldera sea equivalente a la cantidad de vapor generado; esto exige un regulador de alimentación de agua, que consiste en una válvula de paso que regula el flujo manteniendo un nivel constante de agua en el cuerpo cilíndrico superior de la caldera.

## VALVULAS DE SEGURIDAD

Para fines de protección de la caldera contra un exceso de presión se proveen de válvulas de seguridad que se -

disparan cuando actúan a la presión de trabajo máxima admisible en el cuerpo de la caldera. Estos accesorios, además de ser indispensables para aliviar el cuerpo por alta presión, son exigidos por los reglamentos de la Secretaría de Trabajo y Previsión Social.

#### AISLAMIENTO

El hogar o la parte de la caldera donde tiene lugar la combustión puede tener paredes refrigeradas por aire o -- más comunmente por agua. La caldera se aísla con bloques refractarios dispuestos en varias capas y se acaba mediante muros de ladrillos, plástico o acero. Este último se emplea con mayor frecuencia cuando la caldera se halla a la intemperie. De esta manera las calderas se ha visto que aumentan su rendimiento hasta el 85 a 90% con producciones de vapor sobrecalentado.

#### COMBUSTIBLES

En las calderas se puede quemar una gran diversidad de combustibles. Del combustible seleccionado dependerá la complejidad del equipo de quemado. Con combustibles gaseosos sólo son necesarios mecheros de gas, puesto que normalmente el gas se suministra a presión. Con aceite pesado se

necesita una bomba para transferirlo al quemador y un calentamiento previo para reducir la viscosidad del aceite. Con combustibles sólidos se emplean transportadores de diversos tipos o pulverizadores.

El combustible que tiene mayor aplicación en diversas industrias es el aceite pesado, por lo económico y fácil adquisición, además de su alto poder calorífico. El diesel, más caro que el aceite pesado, se usa normalmente para fines de arranque de calderas, cuando todavía no se dispone de vapor para el calentamiento del aceite pesado. Los combustibles sólidos (bagazo de caña, carbón pulverizado, etc.) requieren equipos especiales para su manipulación, y tienen su aplicación en las industrias donde son obtenidos como subproductos del proceso (ingenios azucareros, etc.).

## II.2 BOMBAS

Se necesitan varias bombas para diferentes servicios en una planta de vapor, siendo las siguientes las más importantes:

- Alimentación de agua a calderas
- Alimentación de agua al deaerador
- Alimentación de agua al saturador

Los tres servicios generalmente son manejados con -- bombas del tipo centrífugas, excepto en tamaños muy pequeños donde pueden ser de tipo reciprocante.

## SELECCION

Para seleccionar apropiadamente el tipo y tamaño de una bomba para un determinado servicio es necesario disponer de la siguiente información.

Características del fluido a las condiciones de bombeo. Es decir, la densidad relativa, la viscosidad, la presión de vapor y el grado de corrosividad o erosividad del fluido.

Capacidad de bombeo. Esto es, el galonaje por minuto que se maneja e indicando la existencia de una posible expansión de capacidad, si la hay en el futuro.

Condiciones de presión. Se refiere a la presión de descarga, la presión de succión, la presión diferencial, todos expresados en PSI o en pies de cabeza de la bomba.

## CAPACIDAD DE BOMBEO

En general la capacidad de bombeo deberá ser suficiente para cubrir la demanda máxima del servicio, sin embargo, es recomendable considerar un factor de seguridad de al menos 10% sobre esta capacidad. Especialmente en las bombas que alimentan agua a la caldera se procura que su capacidad de bombeo sea como mínimo la capacidad de diseño de las calderas, incluyendo las purgas continuas. Pero además, se recomienda el factor de seguridad que deberá ser de 20% sobre el flujo normal para el caso de calderas tubo de agua o hasta 50% para el caso de calderas de tubo de humo; esto es con el fin de cubrir rápidamente las fluctuaciones de la demanda, especialmente durante el arranque.

Para estos fines se ha venido usando para calderas - de baja presión (hasta 250 PSIG) bombas centrífugas, tipo voluta dividida axialmente, bombas de desplazamiento positivo, bombas de turbinas regenerativas. Para calderas de hasta -- 1200 PSI se usan bombas centrífugas tipo voluta de varios pasos y carcasa dividida axialmente, aunque también se emplean bombas con difusor de pasos múltiples divididas horizontalmente.

## NUMERO DE UNIDADES RECOMENDABLES

En cuanto al criterio de emplear una sola bomba con la capacidad total o varias bombas conectadas en paralelo, - dependerá de la magnitud del sistema, de las variaciones en el consumo, y de la inversión inicial disponible. Se recomienda el empleo de dos o más bombas para el caso de sistemas grandes con cargas variables que justifique la operación económica con una sola de las bombas en los casos de disminución de los consumos. Por otro lado, el código ASME Sec. I-Ed. 1968, págs. 61.1 y 61.2, establece que las calderas con más de 500 Ft<sup>2</sup> de superficie de calentamiento deben disponer por lo menos de dos medios de alimentación de agua, excepto cuando hay manera de interrumpir la combustión inmediatamente que se detecta la falta de agua; esto sólo se puede lograr cuando el combustible es gas o líquido. Cuando es sólido se recomienda, además, que una de las unidades debe ser operada con vapor. (Ver dibujo VI-3)

## PRESION DE DESCARGA

En cuanto a la cabeza de descarga de la bomba se deberá considerar los siguientes términos:

- Presión de succión.



- La altura estática.
- Fricción en tuberías a la máxima capacidad.
- Caída de presión en el regulador de flujo.
- Caída de presión en el economizador.
- Presión de descarga en la caldera (3% arriba de la presión de diseño según código ASME).
- Factor de seguridad (3% de la presión de descarga, según código ASME).

La suma de estos términos indicará la presión de descarga de la bomba, que generalmente anda en un 10 o 25% más-alto que la presión máxima de operación de la caldera.

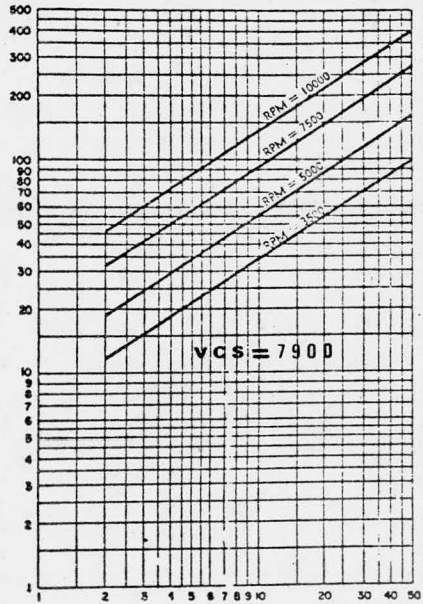
#### PRESION NETA DE SUCCION

Es importante mencionar aquí, que la presión neta -- disponible a la succión de la bomba de alimentación de agua- a calderas y en general de las bombas, que manejan fluidos - calientes, deberá ser como mínimo 2 Ft mayor que el requeri- do según el fabricante, esto es con el fin de evitar los problemas de cavitación en la bomba, los cuales se manifiestan- en operación en forma de ruido (como si tuviera piedrecillas en el agua), además de provocar erosión en las partes inter- nas de la bomba.

GRAF. No. II-1

SUCCION NETA POSITIVA PARA BOMBA DE AGUA CALIENTE

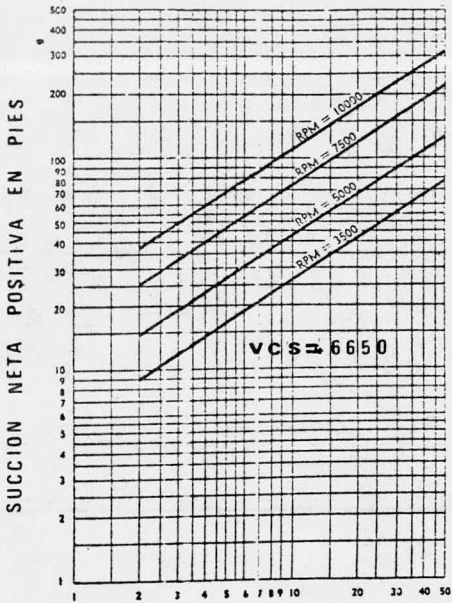
SUCCION NETA POSITIVA EN PIES



GALONES POR MINUTOS X 100

SIMPLE SUCCION

DOBLE SUCCION



GALONES POR MINUTOS X 100

El Instituto Hidráulico (Hydraulic Institute Standards) recomienda unos valores de NPSH para bombas que alimentan agua a calderas, con succión simple o doble para las velocidades de impulsores entre 3,500 a 10,000 RPM. (Ver gráfica II.1).

### II.3 TURBINAS DE VAPOR

Una turbina es un dispositivo que convierte la energía térmica de un fluido (gas o vapor) en energía cinética y a la vez en trabajo mecánico. Las turbinas de vapor utilizan el principio de expansión del vapor para impulsar un disco rotatorio con álabes, acoplado a una flecha a la que transmite potencia. Tiene su aplicación en la generación de energía eléctrica y en el accionamiento de los equipos rotatorios como pueden ser bombas, compresores, etc.

#### TIPOS DE TURBINAS

Las turbinas, de acuerdo al tipo de escape, pueden ser:

- a) Turbinas de Contrapresión. Están diseñadas para que en operación den un escape de vapor cuya presión sea mayor a la atmosférica.

b) Turbinas Condensantes. Están diseñadas para que en operación den un escape de vapor cuya presión sea inferior a la atmosférica.

c) Turbinas de Extracción e Inducción. Presentan la característica de que se les puede suministrar o extraer vapor a diferentes presiones intermedias.

Cada tipo tiene una aplicación especial en una planta de proceso. La turbina de contrapresión se usa cuando la demanda de vapor en proceso es mayor que la demanda de energía eléctrica. La turbina condensante tiene su aplicación en los casos donde existe mayor demanda de energía eléctrica que vapor para el proceso y en donde el proceso no requiere presiones altas de vapor. La turbina de extracción es común en las plantas donde el proceso requiere de varios niveles de presión; y la turbina de tipo inducción es útil en los casos en que se dispone de varios niveles intermedios de presión de vapor.

La turbina contrapresión es la más económica, más simple en construcción y, por lo tanto, más versátil. En cambio, el tipo condensante es más caro porque además de un condensador necesita eyectores y bombas de extracción de condensados; por otro lado, requiere que el agua que se ali-

menta a la caldera se le dé un tratamiento adecuado para remover cloruros, sales y silicatos, los cuales, entre otros, producen depósitos, incrustaciones y corroen las aletas. -- Sin embargo, requiere de menor cantidad de vapor puesto que aprovecha una mayor caída de entalpia.

#### CONSUMOS DE VAPOR

El consumo de vapor de las turbinas está en función del trabajo que va a realizar y las condiciones del vapor -- disponible. Esto es, el vapor en las condiciones iniciales ( $H_1$ ) se expande isoentrópicamente (entropia constante) hasta las condiciones finales ( $H_2$ ) seleccionadas. La diferencia en entalpias representa el trabajo teórico realizado por cada libra de vapor. Con el auxilio de un diagrama de Mollier se determinan las entalpias de entrada y salida.

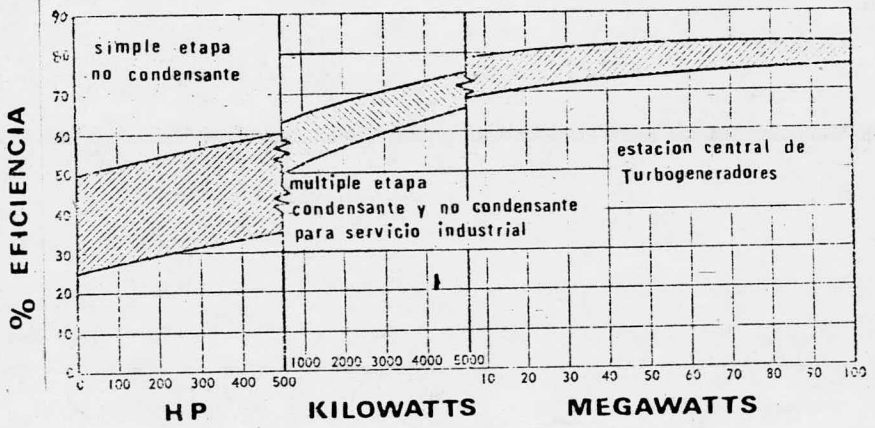
$$\text{Trabajo} = H_2 - H_1 \text{ (BTU/Lb de vapor)}$$

Expresado en función de HP o KW el consumo teórico sería:

$$\text{C.T.} = \frac{2544}{H_2 - H_1} \text{ (Lb vapor/HP Hr)}$$

$$\text{C.T.} = \frac{3413}{H_2 - H_1} \text{ (Lb vapor/Kw Hr)}$$

Como el proceso térmico nunca es 100% adiabático, la turbina refleja una deficiencia en el aprovechamiento del calor, por

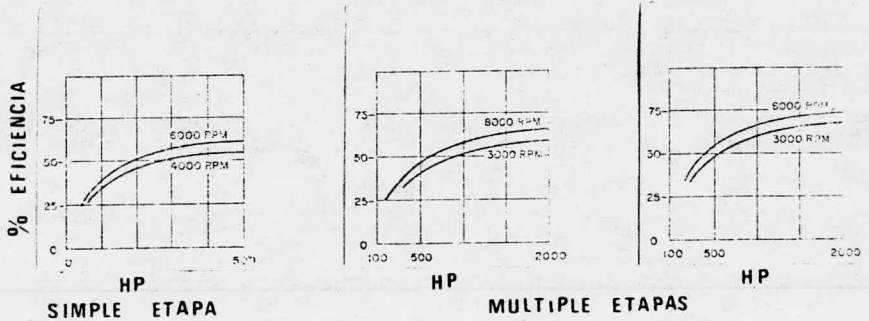


GRAF. No. 11-2

ESTIMACION DE EFICIENCIA PARA TURBINAS DE VAPOR

NO CONDENSANTES

CONDENSANTES



esto el consumo real se estima aplicando una eficiencia a la turbina. (Ver gráfica II.2)

$$CR = \frac{\text{Consumo teórico}}{\text{Eficiencia}}$$

Además, también es importante conocer las propiedades del vapor de salida de las turbinas, sobre todo cuando este vapor va a ser reutilizado en el proceso. Conociendo la eficiencia se puede calcular la entalpia real de salida, conforme a la ecuación:

$$H = H_2 - (H_2 - H_1) f$$

Y a su vez, se puede determinar la temperatura correspondiente a esa entalpia.

Estas fórmulas y gráficas nos conducen a una aproximación muy útil cuando no se tiene inclinación por alguna marca en especial, pero una vez seleccionada la marca, tipo y tamaño, se puede ajustar o checar con los datos proporcionados por el fabricante.

#### II.4 DEAERADOR

Generalmente, el agua usada para calderas, consiste en una mezcla de condensados y agua de repuesto; la última -

puede ser agua tratada o cruda. Dependiendo del propósito -- para el cual se usa el vapor, la proporción del agua de re-- puesto puede variar considerablemente.

El agua de alimentación a calderas debe ser substan-- cialmente libre de dureza, pero contendrá algo de sólidos y gases disueltos, que deben ser oportunamente eliminados.

#### DEAEREADOR FISICA

Los gases disueltos como el oxígeno y el bióxido de carbono, provocan corrosión muy severa en las calderas, ca-- lentadores de agua de alimentación, líneas de condensados y tuberías de distribución, y están normalmente en el agua de alimentación debido al contacto de estos con la atmósfera en los tanques de almacenamiento abiertos.

Con el fin de reducir el contenido de gases en el -- agua de alimentación, es común emplear un deaereador en el -- cual los gases son removidos de la solución por calentamien-- to con vapor o extraídos con equipos de vacío.

No es posible dictar reglas severas, tales como el -- grado de deaereación necesario para todas las presiones de -- calderas y todas las calidades del agua; sin embargo, la ex--



perencia ha demostrado que en las presiones de trabajo menores de 200 PSIG no es necesario instalar un deaerador, asegurándose la protección contra la corrosión únicamente con una adecuada alcalinidad del agua (8.5 - 9.5 PH). No obstante, cuando en la caldera hay instalado un economizador con tubos de acero al carbón, se recomienda la deaeración a cualquier presión.

TABLA II-1

CONTENIDO DE OXIGENO EN EL AGUA DE ALIMENTACION A CALDERAS

Presión de la caldera	Temperatura del vapor	Contenido máximo permisible de oxígeno
PSI	°F	ml/lt
250	600	0.05
450	750/800	0.03
600	800/850	0.02
900	900	0.01
Mayor de 900	900	0.005

Existen dos tipos de deaeradores, ambos basados sobre el mismo principio, que consiste en poner el agua en contacto directo con el vapor y en donde la presión parcial de los gases no condensables es prácticamente nula, además de que la tendencia a escapar del líquido se incrementa con la

elevación de temperatura del agua hasta el punto de ebullición lográndose una remoción óptima de los gases disueltos.

En el deaerador tipo espreas, el agua entra primeramente a través del condensador de venteos hasta las válvulas de atomización donde el agua se dispersa en minúsculas gotas creando una superficie grande en contacto con el vapor. El agua precalentada y parcialmente desgasificada fluye entonces hacia abajo a través de un distribuidor hasta el lavador de vapor. En esta sección se mezcla con el vapor de entrada y se derrama hacia el tanque de almacenamiento.

En el deaerador de charolas, el agua gotea sobre una serie de charolas superpuestas, al mismo tiempo que se pasa una corriente de vapor a contracorriente flujo cruzado o flujo paralelo, según el diseño del deaerador. El agua también entra por el condensador de venteos, pasa por los distribuidores, baja por las charolas y pasa al tanque de almacenamiento.

En cuanto a la capacidad de operación, el tipo espreas es más amplio, abarcando desde 8,000 hasta 1,000,000 Lb/Hr de agua deaerada, en cambio, el tipo charolas va desde 20,000 hasta 750,000 Lb/Hr. La presión de operación en -

TABLA II-2

COMPARACION DE CARACTERISTICAS DE  
LOS TIPOS DE DEAERADORES

Características	Espreas	Charolas
Tamaño	Menor	Mayor
Peso	Menor	Mayor
Materiales	Todo de acero al carbón	Cuerpo de A.C. y charolas de A.I.
Sobrecarga	Amplia	Restringida
Caída de presión Agua (PSI)	3 a 5	1 a 2
Caída de presión Vapor (PSI)	0.1 a 1	0.1
Incrustaciones	Aceptable	Indeseable
Rendimiento	Bueno	Bueno
Costo	Menor	Aproximadamente 50% más caro

ambos casos es menor de 50 PSI.

Los deaeradores, en ambos tipos, se complementan -- con un tipo auxiliar integrado dentro o fuera del deaerador y sirve para evitar el arrastre de vapor junto con los gases incondensables, esto es, un condensador, que puede ser de -- contacto directo o de coraza y tubos, siendo este último para capacidades mayores.

La tabla II.2 muestra una comparación de características entre los dos tipos de deaeradores, y la tabla II.1 -

da una guía sobre la cantidad de oxígeno disuelto permisible en el agua, según las condiciones de operación de las calderas.

#### DEAERACION QUIMICA

Además de la deaeración física es recomendable una deaeración química del agua para calderas que operan a presiones mayores de 250 PSIG.

El sulfito de sodio es el reactivo químico ampliamente usado como un absorbedor de oxígeno y se le ha encontrado satisfactorio hasta en calderas de 1000 PSIG de presión.

Cualquiera que sea la presión de operación de la caldera, el agua que se le alimenta deberá ser alcalina para -- prevenir corrosión en tuberías y equipos en contacto con el agua caliente o los condensados. Ahora, si el agua de re--- puesto es agua tratada en un proceso cal-carbonato o similar, seguramente es alcalina; pero si el agua no es suficientemente alcalina habrá necesidad de agregarle sulfato de sodio y sosa cáustica en una relación no menor de 2.5, ya que el sulfito no imparte alcalinidad al agua. Cuando hay remoción de gases tanto física como químicamente, es usual mantener el - agua de alimentación a un valor bajo (7.5 - 8.5 PH) de alca-

linidad.

Un sustituto del sulfito de sodio es la hidracina - hidratada que últimamente está teniendo mucha aceptación, debido a que a diferencia del sulfito de sodio no incrementa el contenido de sólidos en el agua y que al descomponerse -- forma el amoníaco el cual imparte alcalinidad al agua (hasta 9 PH) evitando la adición de la solución cáustica.

La inyección del sulfito al sistema debe hacerse lo más lejano posible de la caldera, para tener mayor tiempo de contacto con el oxígeno, pudiéndose inyectar en el tanque de almacenamiento del deaerador a la descarga de la bomba que alimenta a la caldera. (Ver esquema VI.3).

## II.5 TANQUES DE AUTOEVAPORACION

Los tanques de autoevaporación son recipientes diseñados bajo condiciones de presión y que presentan la peculiaridad de permitir la separación de una fase vapor de su fase líquida en las condiciones de saturación.

El principio que se aprovecha para lograr la autoevaporación consiste en descargar un líquido presurizado y sobresaturado en un recipiente que está sujeto a una presión -

menor a la del líquido. Es decir, el calor que acompaña al líquido presurizado se distribuye entre la fase vapor que se produce y la fase líquida que queda en el tanque. La fase líquida resultante lógicamente contendrá menor calor que el líquido inicial presurizado.

Para conocer la proporción de vapor que se puede obtener por autoevaporación se aplica la siguiente ecuación, - obtenida de un balance de calor y masa:

$$\% \text{ vapor} = \frac{(H_1 - H_2)}{\lambda}$$

$H_1$  = calor sensible del líquido de mayor presión

$H_2$  = calor sensible del líquido a la presión del tanque

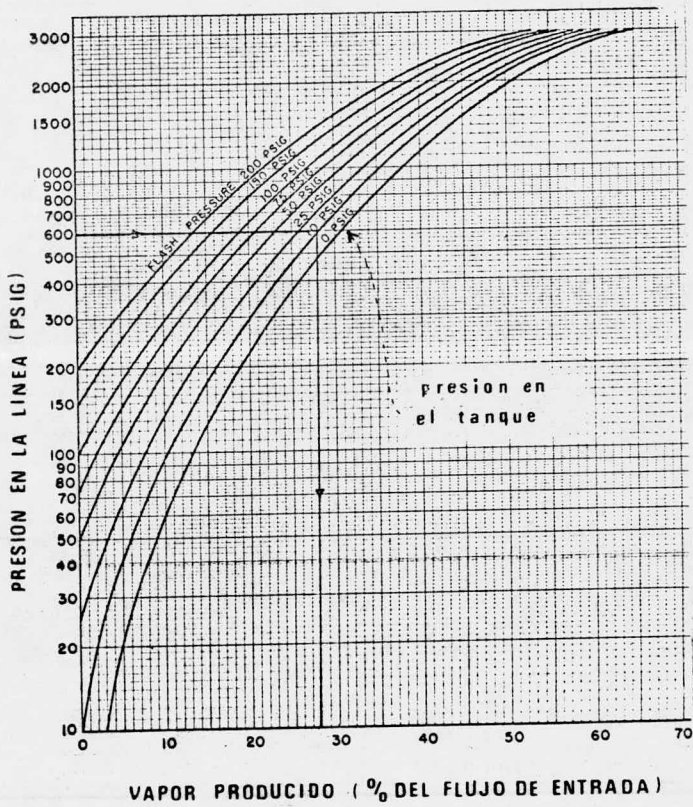
$\lambda$  = calor latente del vapor a la presión del tanque

Obsérvese que mientras mayor sea la diferencia de -- presión, mayor es la diferencia de entalpia y, por lo tanto, mayor será la cantidad de vapor producido. La gráfica II.3- facilita la determinación del porcentaje de vapor que se puede obtener bajo diferentes condiciones de operación.

En una planta de vapor, estos tanques ayudan a recu-

GRAF. No. 11-3

**% AUTOEVAPORACION**



perar una cierta cantidad de vapor que pudiera ser reutilizado dentro del sistema. Así, por ejemplo, gracias a estos tanques se puede autoevaporar los condensados que retornan de los servicios de calefacción y que por sus características vienen presurizados y con un contenido alto de calor.

Otra aplicación de estos tanques está en la autoevaporación que se logra a partir de las purgas de las calderas. Es decir, como en las calderas no se puede permitir que el agua de los domos contenga una concentración alta de sólidos disueltos y en suspensión, ya que esto acarrearía unos posibles arrastres que pudieran contaminar el vapor, lo que implicaría la formación de depósitos e incrustaciones en el sobrecalentador, en el cabezal principal de tuberías y en los álabes de las turbinas; entonces, para evitar esta contaminación del vapor durante las fluctuaciones de las demandas y la variación del nivel del agua, lo que se hace es desalojar continuamente de la caldera estos lodos llamados purgas.

Cuando las purgas que desecha la caldera son continuas, generalmente se le puede extraer un vapor de baja presión, si así se desea, ya que esta purga proviene del domo superior de la caldera, punto donde se manifiesta la presión más alta. Cuando se trata de las purgas intermitentes gene-



## DIMENSIONAMIENTO DE TANQUES DE AUTOEVAPORACION

DIAMETROS PARA TANQUES DE EVAPORACION INSTANTANEA EN PULGADAS														
CARGA DE VAPOR EN LIBRAS POR HORA	PRESION DEL TANQUE DE EVAPORACION INSTANTANEA EN PSI													
	1	5	10	25	50	75	100	150	200	250	300	400	500	600
	ENTRADA TANGENCIAL													
100	9	6	6	6										
300	12	12	9	9	6	6								
500	18	18	12	9	9	6	6	6						
750	18	18	18	12	9	9	6	6	6					
1,000	24	18	18	18	12	9	9	9	6					
1,500	30	24	24	18	18	12	12	9	9					
2,000	30	30	24	18	18	12	12	9	9					
4,000	42	36	36	30	24	18	18	18	12					
6,000	48	42	42	36	30	24	24	18	18					
8,000	54	54	48	36	30	30	24	18	18					
10,000	60	54	54	42	36	30	30	24	18					
15,000	66	60	60	43	42	36	30	30	24					
20,000	66	66	60	54	48	42	36	30	30					
25,000	72	66	66	60	54	48	42	36	30					

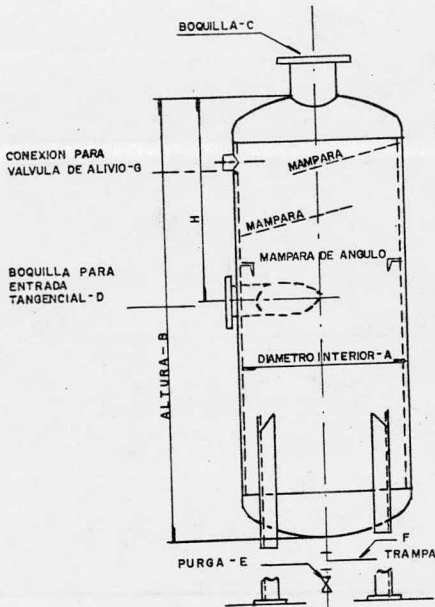


FIG. No 11-1

DIMENSIONES PARA TANQUES DE EVAPORACION INSTANTANEA (EN PULGADAS).

A	B	C	D	E	F	G	H
6	18	2	1 1/2	1	1	1	1 2
9	27	2	1 1/2	1	1	1	1 8
12	36	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 4
18	54	4	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3 6
24	48	4	2	2	1 1/2	2	3 0
A	B	C	D	E	F	G	H
30	60	4	2	3	1 1/2	2	10
36	72	6	4	3	1 1/2	2	11
42	84	6	4	3	1 1/2	3	12
48	96	8	6	4	1 1/2	3	16
54	102	8	6	4	1 1/2	3	17
60	102	10	8	4	1 1/2	3	21
66	108	10	8	6	1 1/2	3	22
72	108	12	8	6	1 1/2	4	22

ralmente no se recupera vapor por la discontinuidad del servicio, y en este caso, el tanque de purgas hace la función de un tanque abierto a la atmósfera, que amortigua la presión de la purga antes de enviarlas al drenaje.

Respecto a la capacidad de estos tanques autoevaporadores, se puede indicar en forma general que depende de la cantidad de vapor producido y de la presión de operación del tanque. En el caso del tanque de purgas intermitentes, la capacidad depende del volumen de lodos drenados de la caldera.

La figura II.1 es muy útil en el dimensionamiento de los tanques autoevaporadores.

## II.6 ACONDICIONADORES DE VAPOR

Una estación acondicionadora de vapor está compuesta generalmente de una válvula reductora de presión y un saturador de vapor. Ambos son accesorios montados en tuberías en posición horizontal.

La válvula reductora de presión es necesaria en los casos donde por condiciones del proceso se requiere bajar de una presión alta a una de menor nivel. Y el saturador tiene

Por otro lado, para mantener constante la temperatura del va  
por saturado, se dispone de una válvula controladora de tem-  
peratura, la cual abre para admitir más agua si el vapor aún  
no alcanza su punto de saturación, o cierra si ya se alcan--  
zó.

## BASES DE DISEÑO

Se pretende definir en esta sección, las condiciones termodinámicas que regirán la realización del balance.

Estas bases se establecerán en función de los requerimientos del proceso y las condiciones ambientales del lugar.

Se seleccionarán los diferentes niveles de presión - en el proceso y su correspondiente temperatura de sobrecalentamiento o de saturación, según la aplicación del vapor.

Además de los criterios que se aplican para la selección de las condiciones óptimas de presión y temperatura, se definirán las propiedades del vapor en diferentes puntos de consumo, tomando en cuenta las posibles pérdidas de energía por radiación.

Se debe señalar que estas bases de diseño son única-

mente las que se refieren al sistema de vapor, tanto para fines de cálculos, como para fines de especificación de los -- equipos.

### III.1 EL VAPOR Y SUS APLICACIONES

El vapor por sus aplicaciones puede agruparse en --- tres amplias categorías:

1. Para calentamiento por transferencia de energía - en donde el fluido se condensa y se recupera.
2. Para consumo en el proceso, en donde no hay recuperación del fluido.
3. Como fuente de fuerza motriz, donde puede haber - la recuperación de los condensados, o los vapores de extracción.

Para calentamiento por transferencia de energía, el vapor es un medio muy eficaz y económico debido a que su coeficiente de transferencia de calor, su calor latente, asociados con su condensación son muy altos comparados con cual---quier otro fluido para este propósito. Sin embargo, el va---por como medio de calentamiento presenta el problema de la - corrosión, debido a que el condensado formado es muy corrosivo, sobre todo a temperaturas muy altas.

El vapor es usado también directamente en el proceso, como en el caso de los eyectores, los cuales aprovechan la energía cinética del vapor para crear y mantener un vacío en el equipo conectado; o para limpiar o purificar el condensado contaminado con gases corrosivos; o para atomizar el combustible en calderas y equipos de combustión; éstas entre -- otras aplicaciones comunes en un proceso.

Por razones de economía y control el vapor se usa como fuente de energía, aplicándose principalmente a turbinas que accionan equipos como generadores, bombas, compresores, molinos, etc., donde estas turbinas utilizan solamente la diferencia de entalpías entre el vapor de entrada y el de salida, con la ventaja de que la energía no utilizada permanece como calor en el vapor de escape.

### III.2 NIVELES DE PRESION

La optimización de un sistema de vapor y condensado reside en la adecuada selección de los variables de diseño, como son la presión y la temperatura del vapor. La selec---ción arbitraria de estos variables puede ocasionar costos in necesarios en la inversión inicial y en la operación de la planta.

## CRITERIOS DE DISEÑO

Establecer los niveles de presión del vapor y su margen de operación en el sistema, implica conocer las necesidades de la planta, el tipo de proceso, el tipo de equipo empleado y la situación de éste en la planta.

Si el servicio consiste en transferir calor, seguramente se tendrá en la planta equipos como cambiadores de calor, serpentines, evaporadores, rehervidores, etc., los cuales por sus limitaciones mecánicas y termodinámicas fijan y restringen las condiciones del vapor. Esto es, el vapor deberá ser un vapor saturado, a una presión no mayor de 200 -- PSIG, con el fin de evitar que el espesor del material de -- que está construido el equipo se incremente desfavorablemente, como sucede a presiones mayores de 232 PSIG y, además, -- tomando en cuenta que la elevación de la temperatura se empieza a hacer más lenta comparada con la elevación de la presión.

Entre las presiones más comunes para equipos de calefacción se citan las siguientes: 15, 25, 50, 75, 100, 150 -- PSIG, haciéndose notar que a mayor presión mayor es la temperatura de saturación, pero menor el calor latente y, por ende, mayor es el consumo de vapor. La presión adecuada para-

el servicio deberá ser aquella cuya temperatura de saturación esté por lo menos 25% más alta que la temperatura a que se desea que alcance el líquido en calentamiento. Esto es, si se quiere calentar un líquido hasta 238°F, el vapor más adecuado deberá ser por lo menos el que corresponda a una temperatura de saturación de 298°F, equivalente al vapor de 50 PSIG.

La necesidad de retornar los condensados colectados, influye también sobre la presión de operación, en este caso es necesario que haya una presión para que los condensados de retorno puedan fluir desde el equipo de calefacción hasta el tanque colector venciendo las fricciones en las tuberías y la presión del tanque receptor.

El vapor en ocasiones es consumido directamente en el proceso, y en estos casos, la presión del vapor depende de la presión de operación del equipo. Así, la existencia de un sistema de vacío en el proceso, implicaría el uso de una bomba de vacío, o bien, de una serie de eyectores interconectados en uno o varios pasos.

Si se opta por eyectores de vacío se requerirá vapor saturado o sobrecalentado no mayor de 200 ni menor de 80



PSIG, entendiendo que, una mayor presión implica un menor -- consumo de vapor. Otro caso se presenta en los equipos de -- combustión, en donde el combustible, el aceite pesado, al -- alimentarse a los hornos necesita esprearse o atomizarse de -- tal forma que ofrezca mayor superficie de contacto con el ai -- re y se obtenga una combustión más eficiente. Para lograr -- esta pulverización se hace que el combustóleo choque contra -- el vapor sobrecalentado el cual debe tener una presión míni -- ma de 150 PSIG.

En una planta termoeléctrica la presión del vapor -- llega a alcanzar condiciones hasta de 1000 a 1800 PSIG y tem -- peraturas de 925°C. La razón es que el vapor se utiliza pa -- ra generar exclusivamente energía eléctrica hasta por ----- 300,000 KW. En este caso, se aprovecha toda la energía calo -- rífica posible en un incremento de entalpías grande, usando -- para ello turbinas de tipo extracción, para hacer que aproxi -- madamente el 98% del vapor que se alimenta a la turbina se -- condense y el 2% restante se extraiga a diferentes presiones -- mayores que la atmosférica. Estos vapores extraídos sirven -- como medios de calentamiento para el mismo condensado en di -- ferentes etapas, en su retorno a la caldera, aumentando la -- eficiencia en el ciclo térmico.

En una planta industrial se necesita fuerza motriz y calor simultáneamente y se requieren vapores desde 150 hasta 1000 PSIG de presión, según la demanda de energía de la planta, que en ocasiones llega a ser mayor de 5000 KW, y según la necesidad de usar diferentes niveles de presión en el proceso. En un ingenio azucarero la presión más alta es de 400 PSIG sobrecalentado a 750°F; en una fábrica de papel la presión más alta es de 600# sobrecalentado a 705°F; en una refinería y planta petroquímica la presión es desde 1000 hasta 2000 PSIG. Las refinerías de Petróleos Mexicanos operan con presiones desde 850 PSIG hasta 950 PSIG, sobrecalentados a 900°F, y con presiones intermedias de 275 y 50 PSIG.

#### NIVELES DE PRESION

La primera pregunta que se plantea es cuál debe ser la presión más alta a considerar en el sistema, pues de ello dependen las condiciones de operación de la caldera.

El vapor en el presente estudio tendrá tres aplicaciones como sucede en la mayoría de las plantas industriales, es decir que se necesita vapor para transferencia de calor, para consumo directo en el proceso y para generación de energía eléctrica.

A primera vista se sabe que el vapor debe ser un vapor sobrecalentado, debido a la presencia de los turbogeneradores, los cuales no admiten vapor saturado porque se llega a condensar mucho antes de que la turbina termine de realizar su trabajo, haciéndolo poco eficiente y corrolléndole -- las alabes en una forma rápida. También se deduce que la -- presión de vapor debe ser moderadamente alta debido a que no hay ninguna necesidad de varios niveles de presión.

En virtud de que la demanda de vapor de mediana presión no es muy grande, es decir, no es bastante como para absorber todo el vapor de escape, se opta por usar turbinas -- condensantes, de tal forma que todo el vapor que entra en la turbina se condense.

Para hacer que el sistema sea más flexible, es conveniente que el vapor de mediana presión para los servicios de transferencia de calor, y para los consumos directos en el -- proceso, se obtengan de la reducción de presión del vapor de alta, por medio de una estación reductora y saturadora de vapor.

También se hace necesario que las turbinas que accionan equipos de baja potencia sean de tipo contrapresión que-

es más económico y práctico que el tipo condensante, para -- que el vapor de escape sea de una presión más baja que la me diana y así se aproveche eficientemente la energía del vapor.

Sólo después de haber probado varias alternativas -- con diferentes niveles de presión y diferentes tipos de turbinas, se llegan a seleccionar las condiciones nominales ade cuadas de presión y temperatura, para el balance térmico óptimo de la planta:

Presión alta	250 PSIG	600
Presión mediana	150 PSIG	250
Presión baja	15 PSIG	85

Tal vez si hubiese mayor demanda de vapor en el proceso y especialmente de alta presión, sí se justificaría el uso de vapor de más alta presión, digamos, de 400 a 600 PSI, porque eso implicaría menor producción de las calderas, aunque con estaciones reductoras de presión de mayor rango de operación.

Un factor que es muy importante de tomar en cuenta - en la selección de los niveles de presión es la caída de pre sión máxima y mínima permisible en las turbinas.

Tipo	Mínima (PSI)	Máxima (PSI)
Contrapresión	75	250
Condensante	100	350
Extracción	300	-

Para turbinas de extracción, la caída de presión máxima no tiene límite, más bien depende de la presión de vapor disponible que no debe ser menor de 400 PSIG. En general, entre más grande sea el trabajo a realizar mayor se debe procurar la caída de entalpia, de lo contrario, el fabricante encontrará dificultades para obtener una buena eficiencia.

### III.3 CONDICIONES DE VAPOR PARA CALCULOS Y ESPECIFICACIONES

Se enlista a continuación las condiciones termodinámicas que regirán el balance de vapor y servirán tanto para los cálculos como para la especificación de las condiciones de operación.

Para distinguir las corrientes a que se aplican estas condiciones, ver el esquema V.1 para cada caso.

1. VAPOR CABEZAL DE ALTA PRESION EN EL AREA DE SERVICIOS. Para los cabezales de tuberías localizados

en las cercanías de la caldera, especialmente los que alimentan a los equipos como el turbogenerador y las turbinas de los equipos auxiliares a la caldera, los cuales aprovechan el vapor en las mismas condiciones como salen de las calderas.

Corrientes:  $X_2, X_3, X_4, X_5$

$P = 250 \#$  600  
 $T = 500^\circ\text{F}$   
 $H = 1262 \text{ BTU/Lb}$

2. VAPOR DE ALTA PRESION PARA TURBINAS. Aquí el vapor ha sufrido una ligera reducción de la presión y temperatura, provocados por la fricción en las tuberías y por la radiación de calor al exterior.

Corrientes:  $X_1, X_6$

$P = 240 \#$   
 $T = 475^\circ\text{F}$   
 $H = 1247 \text{ BTU/Lb}$

3. VAPOR DE MEDIANA PRESION EN CABEZAL. Aunque el vapor nominal de baja presión es de 150 PSIA en el cabezal deberá ser ligeramente mayor para soportar la caída de presión en la distribución por tuberías, y en las válvulas de control.

Corriente:  $Y_4$

$P = 155 \#$   
 $T = 400^\circ\text{F}$   
 $H = 1215 \text{ BTU/Lb}$

4. VAPOR DE MEDIANA PRESION PARA TURBINAS. El saturador deberá permitir un sobrecalentamiento del vapor ( $65^{\circ}\text{F}$ ), sin llegar a la saturación completa, de tal manera que al llegar a las turbinas todavía conserve un ligero sobrecalentamiento ( $25^{\circ}\text{F}$ ), necesario en estos equipos.

Corrientes:  $Z_6, Y_1, Y_2, Y_3$

$$P = 150 \#$$

$$T = 380^{\circ}\text{F}$$

$$H = 1196.5 \text{ BTU/Lb}$$

5. VAPOR SATURADO DE MEDIANA PRESION PARA PROCESO. - Para usarse en transferencia de calor y consumo directo en el proceso, y que debe estar saturado para mayor eficiencia de la transferencia de calor en los equipos de calefacción.

Corriente:  $Y_5$

$$P = 150 \#$$

$$T = 366^{\circ}\text{F}$$

$$H = 1195.6 \text{ BTU/Lb}$$

6. CONDENSADO A PRESION DE PROCESO. Son los retornos de los cambiadores de calor que operan con vapor saturado de mediana presión.

Corriente:  $W_{11}$

$$P = 140 \#$$

$$T = 361^{\circ}\text{F}$$

$$H = 333 \text{ BTU/Lb}$$

7. AGUA ALIMENTADA A CALDERAS. Es el agua deaerada a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de operación del deaerador.

Corriente:  $W_5$

$$T = 250^{\circ}\text{F}$$

$$H = 218.5 \text{ BTU/Lb}$$

8. PURGA CONTINUA DE CALDERAS. Es el agua contaminada con reactivos químicos, a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de operación de la caldera.

Corriente:  $W_8$

$$P = 250 \#$$

$$T = 250^{\circ}\text{F}$$

$$H = 381.5 \text{ BTU/Lb}$$

9. VAPOR FLASH 15 # SATURADO. Vapores recuperados del tanque de purgas y del tanque de condensados.

Corrientes:  $Z_3, Z_4, Z_5$

$$P = 15 \#$$

$$T = 250^{\circ}\text{F}$$

$$H = 1164 \text{ BTU/Lb}$$

10. CONDENSADO DE AUTOEVAPORACION. Condensado remanente de la autoevaporación, en el tanque de condensados.

Corrientes:  $W_1, W_2, W_3, W_4$

$$P = 15 \#$$

$$T = 250^{\circ}\text{F}$$

$$H = 218.5 \text{ BTU/Lb}$$



11. AGUA TRATADA. Agua de repuesto para la caldera, -  
con el debido tratamiento químico que requieren -  
para las condiciones de la caldera:

Corriente: W<sub>7</sub>

T = 77°F

H = 44.8 BTU/Lb

12. CONDENSADO DE LAS TURBINAS CONDENSANTES. Son con  
densados a baja presión, cuya entalpia depende --  
del grado de eficiencia de las turbinas y del con  
densador.

Corrientes: Retornos de X<sub>4</sub>, X<sub>5</sub>

P = 7.5" HG ABS.

T = 138.3°F

#### III.4 CONDICIONES DE DISEÑO DE EQUIPOS

Dentro de las condiciones de diseño se deben citar -  
los datos como la temperatura y la presión de diseño, así co  
mo las condiciones del lugar que son muy indispensables en -  
la especificación de los equipos.

Respecto a la presión y la temperatura de diseño, es  
tas condiciones varían, según la política del cliente y el -  
tipo de proceso; sin embargo, se puede adoptar el siguiente-  
criterio:

## PRESION DE DISEÑO

- a) Para tanques y recipientes, la presión de diseño -  
deberá ser el 10% o 15 PSIG sobre la presión de -  
operación, el que resulte mayor.
- b) Para cambiadores de calor, la presión de diseño -  
deberá ser el 10% o 25 PSIG sobre la presión de -  
operación, el que resulte mayor.

## TEMPERATURA DE DISEÑO

La temperatura de diseño deberá ser 50°F arriba de -  
la temperatura máxima de operación, cuando es menor de 600°F  
y deberá ser 25°F cuando es mayor de 600°F.

## CONDICIONES DEL LUGAR

Altitud (pies)	8360 SNM
Presión atmosférica	21.85 Pulg Hg
Temperatura máxima	84°F
Temperatura mínima	55°F
Temperatura bulbo húmedo	82°F
Velocidad del viento	100 MPH (Máx.)
Precipitación pluvial	0 pies/año
Zona sísmica	Daños menores

## CAPITULO IV

---

### CALCULO DE LAS DEMANDAS DE VAPOR

En este capítulo se presentan los cálculos de los -- consumos de vapor para los equipos de servicio y de la planta generadora de energía eléctrica. Se presenta también una lista de los equipos de proceso que requieren de vapor a diferentes niveles de presión.

Los resultados obtenidos de estos cálculos serán --- aplicados en el siguiente capítulo, pues es evidente que en función de estas demandas se definirá el balance general de materia y energía del sistema de vapor.

Debo hacer la aclaración de que este trabajo está en focado exclusivamente en el diseño de la capacidad del sistema de vapor, por lo que se excluyen todos los cálculos y las explicaciones referentes a los equipos propiamente del proce so de la planta.

#### IV.1 DEMANDA DE VAPOR PARA EL PROCESO

Se ha mencionado en un capítulo anterior, que en el diseño de una planta industrial, es necesario dividir el proyecto en dos partes: a) la parte referida propiamente al proceso de elaboración del producto o transformación de la materia prima, y b) la parte referente a los servicios auxilia--res para ese proceso, que pueden ser: vapor de agua, agua, -aire, energía eléctrica, combustibles, etc.

Nuestro estudio está referido especialmente al vapor de agua, aplicado a una planta industrial que consiste en --una ampliación de una refinería de petróleo.

En cuanto a la cantidad de vapor que requiere el proceso, lo define el mismo proceso conforme a su capacidad de procesamiento y sus condiciones de presión y temperatura.

A continuación se presenta una lista de los equipos--de proceso que requieren vapor de agua para su operación:

Vapor de 250 # sobrecalentado	Lb/Hr
1) Compresores de gas recirculado	31,000
2) Bomba para aceite de lubrica-- ción de los compresores	1,300
3) Bomba de condensados del con--	

	Lb/Hr
densador de superficie	700
4) Ventilador para el condensador de superficie	<u>9,000</u>
X <sub>6</sub> = demanda total de vapor 250 #	42,000
retorno total de condensados	38,900
Vapor de 150 # saturado	
1) Calentamiento de tanques y trazado de vapor	7,000
2) Vapor de atomización	4,700
3) Vapor de agotamiento	6,800
4) Eyector del condensador de superficie	300
5) Rehervidor deetanizador	3,100
6) Rehervidor spliter C <sub>3</sub> /C <sub>4</sub>	3,600
7) Otros	<u>2,000</u>
Y <sub>5</sub> = demanda total de vapor 150 #	27,500
Retorno total de condensados	6,700

#### IV.2 DEMANDA DE VAPOR DE LA PLANTA GENERADORA DE CORRIENTE ELECTRICA

Los equipos que consumen vapor de esta planta son: - los turbogeneradores, la turbina de la bomba de condensados- y el eyector que provoca el vacío en el condensador.

#### IV.2.1 TURBOGENERADORES

Se requieren dos unidades turbogeneradoras sincronicas tipo condensante, con las siguientes características: cada turbogenerador será diseñado para 4,000 KW, 0.8 factor de potencia, 5,000 KVA, 3,000 RPM, 4160 volts, 3 fases, 50 ciclos, a una altura sobre el nivel del mar de 10 metros. Estarán - capacitados para operar en paralelos.

Cálculo del consumo de vapor:

Condiciones del vapor: X<sub>4</sub>

Presión de entrada	250 PSI	→ 600
Temperatura de entrada	500°F	
Presión de salida	7.5" Hg ABS	

Turbina condensante: tipo múltiple-etapa

Carga a generar: (4000/.8 = 5,000 KW)

Consumo teórico de vapor:

$$CT = \frac{3413}{1262 - 958} = 11.23 \text{ Lb/Kw-Hr}$$

Eficiencia de la turbina: 65%

Consumo real:

$$CR = \frac{11.23}{0.65} = 17.28 \text{ Lb/Kw-Hr}$$

Demanda real de vapor:

$$X_4 = 17.28 \times 5,000 = 86,400 \text{ Lb/Hr normal}$$

Presión de salida	7.5" Hg ABS
Temperatura de salida	149°F

Entalpia de salida:

$$H' = 0.65 (1262 - 958) + 1262 = 1064.4 \text{ BTU/Lb}$$

Entalpia del condensado: 117 BTU/Lb

#### IV.2.2 BOMBA DE CONDENSADOS

La bomba que envía los condensados de los turbogeneradores hasta el deaerador, será accionada por turbina.

Cálculo de la potencia de la bomba:

Gasto normal = 86,400 Lb/Hr = 175.5 GPM

Temperatura = 141.5°F

Densidad relativa = 0.984

Cabeza dinámica: PSI

a) Altura estática 7.0

b) Fricción tuberías 9.0

c) Válvula reguladora de alimentación (50 x .5) 25.0

d) Presión de descarga (50 x 1.03) 51.5

e) Factor de seguridad 5.5

Total 98.0 = 230 ft

Eficiencia estimada: 40%

$$\text{HP} = \frac{175.5 \times .984 \times 230}{3960 \times 0.4} = 25$$

Cálculo del consumo de vapor:  $X_5$

Condiciones del vapor:

Presión de entrada 250 PSI

Temperatura de entrada 500°F

Presión de salida 7.5" Hg ABS

Turbina condensante: tipo simple-etapa

Consumo teórico:

$$CT = \frac{2544}{1262 - 958} = 8.368 \text{ Lb/HP-Hr}$$

Eficiencia de la turbina: 20%

Consumo real:

$$CR = \frac{8.368}{.20} = 41.84 \text{ Lb/HP-Hr normal}$$

Demanda real de vapor:

$$X_5 = 41.84 \times 25 = 1050 \text{ Lb/Hr}$$

Presión de salida            7.5" Hg ABS  
Temperatura de salida    149°F  
Presión de salida:

$$H' = -0.2 (1262 - 958) + 1262 = 1201 \text{ BTU/Lb}$$

Entalpia del condensado: 117 BTU/Lb

#### IV.2.3 EYECTOR

El eyector servirá para lograr el vacío absoluto de 7.5" Hg en el condensador de la turbina.

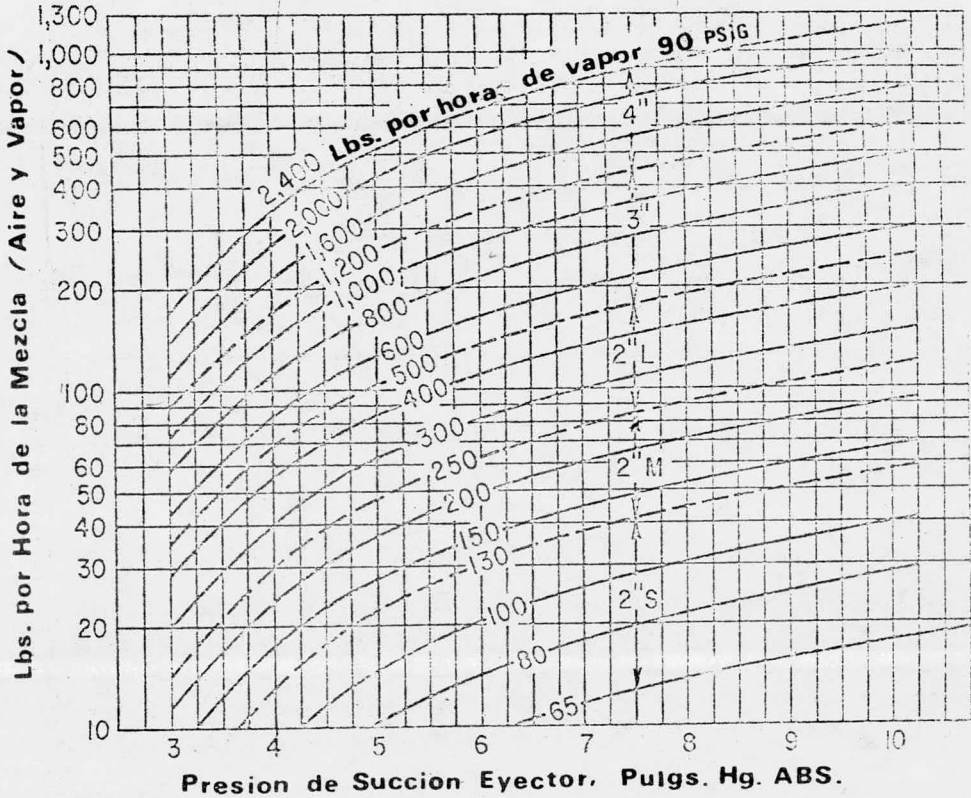
Presión de operación	7.5" Hg ABS
Carga del condensador	86,400 + 1050 = 87,450 Lb/Hr
Temperatura vapor condensante	149°F
Temperatura de saturación	141.5°F
Presión de saturación	6.2" Hb ABS

Vapor en aire saturado:

$$0.62 \frac{P_v}{P_a} = 0.62 \left( \frac{6.2}{7.5 - 6.2} \right) = 2.957 \text{ Lb vapor/Lb aire}$$



# EYECTORES

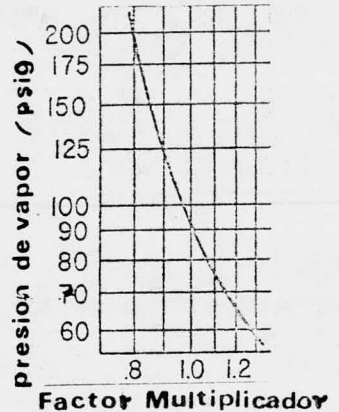


## CONSUMO DE VAPOR DE EYECTOR SIMPLE ETAPA

GRAF. No. IV-1

### AIRE ADMITIDO EN CONDENSADORES

Maximo Vapor Condensado Lb. Per Hr.	AIRE SECO 70°F	
	Turbinas	
	SCFM	Lbs./Hr.
Up to 25,000.....	3.0	13.5
25,001 to 50,000.....	4.0	18.0
50,001 to 100,000.....	5.0	22.5
100,001 to 250,000.....	7.5	33.7
250,001 to 500,000.....	10.0	45.0
500,001 and up.....	12.5	56.2



De la gráfica IV.1 se conoce que en el rango: 50,000 a 100,000 Lb/Hr de carga condensante, se presenta un flujo - de 5.0 SCFM de aire a 70°F equivalente a:

$$\begin{aligned} 141^{\circ}\text{F densidad aire} &= .066 \text{ Lb/ft}^3 \\ \text{Aire} &= (5.0) (60) (.066) = 19.8 \text{ Lb/Hr} \\ \text{Vapor} &= (2.957) (19.8) = 58.55 \text{ Lb/Hr} \\ \text{Mezcla total al eyector} &= 78.35 \text{ Lb/Hr} \end{aligned}$$

Consumo de vapor:  $Y_4$

Vapor disponible = 150 PSI

Número de etapas requeridas: 1

Eyector seleccionado: 2" M

Consumo con vapor 90 PSI = 240 Lb/Hr

Consumo con vapor 150 PSI = 240 x .88 = 211.2 Lb/Hr

$Y_4 = 211 \text{ Lb/Hr}$

#### IV.3 DEMANDA DE VAPOR EN SERVICIOS

La demanda de vapor por parte de los equipos involucrados dentro del mismo sistema de vapor, estará parcialmente determinada en esta etapa, ya que su capacidad de flujo - dependerá de los valores reflejados por el balance general - de masa y energía resuelto en el siguiente capítulo.

Es por esto que algunos de los resultados que se obtendrán en esta sección estarán referidos a algunos de los -

variables del balance.

#### IV.3.1 BOMBA DE ALIMENTACION DE AGUA A CALDERA

Es la bomba que succiona del desaereador y descarga en el domo superior de la caldera, y que será accionada por turbina.

Cálculo de la potencia de la bomba:

Gasto normal =  $W_5$  Lb/Hr =  $W_5/471.9$  GPM  
Temperatura = 250°F  
Densidad relativa = .943

Cabeza dinámica:

	PSI
a) Altura estática	6
b) Fricción en tuberías	3
c) Válvula reguladora de alimentación (300 x .1)	30
d) Presión de descarga (300 x 1.03)	309
e) Factor de seguridad (309 x .10)	<u>30</u>
Total	378 = 926 ft

Eficiencia estimada: 60%

$$HP = \frac{W_5/471.9 \times .943 \times 926}{3960 \times .6} = .000778 W_5$$

Cálculo del consumo de vapor:

Condiciones del vapor

Presión de entrada	240 PSI
Temperatura de entrada	475°F
Presión de salida	15 PSI

Turbina: tipo contrapresión

Consumo teórico

$$CT = \frac{2544}{1247 - 1085} = 15.7$$

Eficiencia: 30%

$$CR = \frac{15.7}{.30} = 52.33 \text{ Lb/Hp-Hr}$$

Demanda de vapor:  $X_1$  (Diseño)

$$X_1 = (52.33) (.000778 W_5) = 0.0407 W \quad (\text{Ec. 1})$$

Entalpia de salida:

$$H'_{X_1} = - 0.30 (1247 - 1085) + 1247 = 1198.4 \text{ BTU/Lb}$$

Temperatura de salida = 315°F

#### IV.3.2 BOMBA DE AGUA TRATADA

Es la bomba que succiona del tanque de almacenamiento de agua tratada y descarga en el deaerador y que será accionada por turbina.

Cálculo de la potencia de la bomba:

$$\text{Gasto normal} = W_7 \text{ Lb/Hr} = W_7/499.4 \text{ GPM}$$

Cabeza dinámica = 98 PSI = 230 ft  
(Igual a la bomba de condensados)  
Temperatura = 65°F  
Densidad relativa = .998  
Eficiencia estimada = 40%

$$HP = \frac{W_7/499.4 \times .998 \times 230}{3960 \times .4} = .00029 W_7$$

Cálculo del consumo de vapor:  $Y_2$

Condiciones de vapor:

Presión de entrada	150 PSI
Temperatura de entrada	380°F
Presión de salida	15 PSI

Turbina tipo contrapresión

Consumo teórico

$$CT = \frac{2544}{1196.5 - 1085} = 22.816 \text{ Lb/HP-Hr}$$

Eficiencia: 25%

$$CR = \frac{22.816}{0.25} = 91.264 \text{ Lb/HP/Hr}$$

Demanda de vapor:  $Y_2$

$$Y_2 = 91.264 (0.00029 W_7) = .02647 W_7 \quad (\text{Ec. 2})$$

Entalpia de salida:

$$H'_{Y_2} = 0.25 (1196.5 - 1085) + 1210 = 1182 \text{ BTU/Lb}$$

#### IV.3.3 BOMBA DE AGUA PARA SATURADORES

Es la bomba que succiona del tanque de condensados y envía el agua a los saturadores en las estaciones reductoras de presión, y que será accionada por turbina.

Cálculo de la potencia de la bomba:

Gasto normal = 5889 LB/Hr = 12.48 GPM

Temperatura = 250°F

Densidad relativa = .943

Cabeza dinámica:

	PSI
a) Altura estática	6
b) Fricción en tuberías	5
c) Válvula controladora de temperatura (150x1.2x.1)	18
d) Presión de descarga 180 x 1.03	186
e) Factor de seguridad 150 x .10	<u>15</u>
	230 = 563.4 ft

Eficiencia estimada = 20%

$$HP = \frac{12.5 \times .943 \times 563.4}{3960 \times .2} = 8.39$$

Cálculo del consumo de vapor:  $Y_3$

Condiciones de vapor:

Presión de entrada	150 PSI
Temperatura entrada	380°F
Presión de salida	15 PSI

Turbina tipo contrapresión.

Consumo teórico:

$$CT = \frac{2544}{1196.5 - 1085} = 22.816 \text{ Lb/HP-Hr}$$

Eficiencia: 20%

Consumo real:

$$CR = \frac{22.816}{0.2} = 114 \text{ Lb/HP-Hr}$$

Demanda de vapor:

$$Y_3 = 114 \times 8.39 = 956.5 \text{ Lb/Hr}$$

Entalpia de salida:

$$H'_{Y_3} = 0.2 (1196.5 - 1085) + 1210 = 1188 \text{ BTU/Lb}$$

Temperatura de salida: 303°F

#### IV.3.4 TANQUE DE CONDENSADOS

Es el tanque receptor de todos los condensados de -  
retorno a presión. En este caso y en el tanque de purgas, -  
no se trata de consumo sino de generación de vapor por medio  
de autoevaporación, operando el tanque a una presión de 15 -  
PSI.

Retorno:

Flujo (corriente $W_{11}$ )	6,700 Lb/Hr
Temperatura	361°F
Entalpia	333 BTU/Lb

Autoevaporación:

Presión	15 PSI
Temperatura	250°F
Entalpia de vapor ( $H_{Z_3}$ )	1164 BTU/Lb
Entalpia del líquido ( $H_{W_1}$ )	218.5 BTU/Lb
Calor latente	945.4 BTU/Lb
Vapor flasheado ( $Z_3$ ):	

$$Z_3 = \frac{(333 - 218.5)}{945.4} \times 6,700 = 811 \text{ Lb/Hr}$$

Condensado final ( $W_1$ ):

$$W_1 = 6700 - 811 = 5,889 \text{ Lb/Hr}$$

#### IV.3.5 TANQUE DE PURGAS CONTINUAS

Es el tanque receptor de los desechos continuos de la caldera y que se encarga de extraer cierta cantidad de vapor de agua antes de enviarlos al drenaje.

Considerando que:

Purgas = 5% agua alimentación calderas

$$W_8 = .05 W_5 \quad (\text{Ec. 3})$$

Vapor flasheado: a 15 PSI

$$Z_4 = \frac{(H_{W_8} - H_{W_9})}{\lambda} W_8$$

$$H_{W_8} = 381.8 \text{ BTU/Lb}$$

$$T = 406^\circ\text{F}$$

$$H_{W_9} = 218.5 \text{ BTU/Lb}$$

$$T = 250^\circ\text{F}$$

$$\lambda = 945.6 \text{ BTU/Lb}$$

$$Z_4 = .172 W_8$$

como

$$W_8 = 0.05 W_5$$

por lo tanto,

$$Z_4 = 0.0086 W_5 \quad (\text{Ec. 4})$$

Purgas al drenaje.

$$W_9 = W_8 - .172 W_8 = .828 W_8$$

como

$$W_8 = 0.05 W_5$$

por lo tanto,

$$W_9 = 0.0414 W_5 \quad (\text{Ec. 5})$$



#### IV.3.6 RESUMEN DE RESULTADOS

Resumiendo los resultados obtenidos, de los cálculos anteriores:

$$\begin{aligned} X_1 &= 0.0407 W_5 && \text{Ec. 1)} \\ H'_{X_1} &= 1198.4 \text{ BTU/Lb} \\ T &= 315^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_2 &= 0.02647 W_7 && \text{Ec. 2)} \\ H'_{Y_2} &= 1182 \text{ BTU/Lb} \\ T &= 298^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_3 &= 811 \text{ Lb/Hr} \\ H_{Z_3} &= 1164 \text{ BTU/Lb} \\ T &= 250^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_1 &= 5889 \text{ Lb/Hr} \\ H_{W_1} &= 218.5 \text{ BTU/Lb} \\ T &= 250^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_8 &= 0.05 W_5 && \text{Ec. 3)} \\ H_{W_8} &= 381.8 \text{ BTU/Lb} \\ T &= 406^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_4 &= 0.0086 W_5 && \text{Ec. 4)} \\ H_{Z_4} &= 1164 \text{ BTU/Lb} \\ T &= 250^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_9 &= 0.0414 W_5 && \text{Ec. 5)} \\ H_{W_9} &= 218.5 \text{ BTU/Lb} \\ T &= 250^\circ\text{F} \end{aligned}$$

## CAPITULO V

---

### BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA

Corresponde ahora resolver el balance general de materia y energía del sistema, para lo cual se expone una solución rigurosa, estableciendo las ecuaciones necesarias en todos los puntos donde aparecen las incógnitas. La resolución del balance se va a realizar por el método de las ecuaciones simultáneas, es decir, eliminando las incógnitas y las ecuaciones simultáneamente, hasta llegar a un mínimo número de incógnitas con un mínimo número de ecuaciones, y si al final se llegara a tener más de tres incógnitas, entonces, se resolvería por el método de determinantes.

De la correcta resolución de este balance depende el diseño correcto del sistema de generación y distribución del vapor, así como de la capacidad de diseño de los equipos.

## V.1 DIAGRAMA DE FLUJO PRELIMINAR

Para presentar en forma simplificada la información disponible hasta este capítulo, se requiere de un diagrama de flujo, esto es con el fin de ilustrar en forma gráfica -- las corrientes que llegan a los equipos de consumo. (Ver -- diagrama V.1)

Con el propósito de poder distinguir los niveles de presión y el tipo de fluido en el diagrama de flujo, se asumirá a cada corriente una letra del abecedario que identificará al fluido y las condiciones de operación.

X	Vapor de 250 PSIG
Y	Vapor de 150 PSIG
Z	Vapor de 15 PSIG
W	Agua o condensados

Las condiciones de operación de cada una de las corrientes se resumen en el capítulo III (Bases de Diseño).

## V.2 BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA

El procedimiento que se seguirá para la resolución - del sistema será, aunque extenso, muy sencillo.

Se establecerán ecuaciones de materia y energía en - cada uno de los cabezales de vapor, así como en los equipos-

en donde aparezca una o más incógnitas. Una vez establecidos estos balances parciales, se hará una cuantificación de la cantidad de ecuaciones disponibles y el número de incógnitas presentes. Al resultar un mayor número de ecuaciones -- que incógnitas, se procederá a eliminar simultáneamente las incógnitas con las ecuaciones hasta donde sea posible.

#### BALANCES PARCIALES

Para identificar las corrientes que toman parte en los balances ver diagrama de flujo del esquema V.1; y para conocer las entalpías que se aplican para cada corriente, -- ver el capítulo III.3 y el resumen de resultados del capítulo IV.

#### EN CALDERAS

Balance de masa:

$$W_5 = X_3 + W_8$$

como:  $W_8 = 0.05 W_5$  Ec. 3 Cap. IV.3.5)

$$W_5 = X_3 + 0.05 W_5$$

despejando  $X_3$

$$X_3 = 0.95 W_5 \quad (\text{Ec. 1})$$

EN EL CABEZAL DE VAPOR DE 250 PSIG

Balance de masa:

$$X_3 = X_2 + X_1 + X_4 + X_5 + X_6$$

Como de los capítulos anteriores se conoce que:

$X_6 = 42,000$	Lb/Hr	Cap. IV.1)
$X_5 = 1,050$	Lb/Hr	Cap. IV.2.2)
$X_4 = 86,400$	Lb/Hr	Cap. IV.2.1)
$X_1 = 0.0407$	$W_5$	Ec. 1) Cap. IV.3.1)

substituyendo los valores la ecuación se reduce a:

$$X_3 = X_2 + 0.0407 W_5 + 129,450 \quad (\text{Ec. 2})$$

EN EL CABEZAL DE VAPOR DE 150 PSIG

Balance de masa:

$$W_1 = Z_6 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + X_5$$

Como de los capítulos anteriores se conoce que:

$Y_5 = 27,500$	Lb/Hr	Cap. IV.1)
$Y_4 = 211$	Lb/Hr	Cap. IV.2.3)
$Y_3 = 956$	Lb/Hr	Cap. IV.3.3)
$Y_2 = 0.02647$	$W_7$	Ec. 2) Cap. IV.3.2)

substituyendo los valores la ecuación se reduce a:

$$Y_1 = Z_6 + 0.02647 W_7 + 28,667 \quad (\text{Ec. 3})$$

## EN EL CABEZAL DE VAPOR DE 15 PSIG

Balance de masa:

$$Z_2 = Z_6 + X_1 + Y_2 + Y_3$$

Como de los capítulos anteriores se conoce que:

$$\begin{aligned} Y_3 &= 956 \text{ Lb/Hr} && \text{Cap. IV.3.3)} \\ Y_2 &= 0.02647 W_7 && \text{Ec. 2) Cap. IV.3.2)} \\ X_1 &= 0.0407 W_5 && \text{Ec. 1) Cap. IV.3.1)} \end{aligned}$$

substituyendo los valores la ecuación se reduce a:

$$Z_2 = Z_6 + 0.0407 W_5 + 0.02647 W_7 + 956 \quad (\text{Ec. 4})$$

Balance de calor:

$$Z_2 H_{Z_2} = Z_6 H_{Z_6} + X_1 H_{X_1} + Y_2 H'_{Y_2} + Y_3 H'_{Y_3}$$

Como de los capítulos anteriores se conocen las entalpías:

$$\begin{aligned} H_{Z_6} &= 1196.5 \text{ BTU/Lb} && \text{Cap. III.3.4)} \\ H'_{X_1} &= 1198.4 \text{ BTU/Lb} && \text{Cap. IV.3.1)} \\ H'_{Y_2} &= 1182 \text{ BTU/Lb} && \text{Cap. IV.3.2)} \\ H'_{Y_3} &= 1188 \text{ BTU/Lb} && \text{Cap. IV.3.3)} \end{aligned}$$

substituyendo estos valores y los de  $Y_3$ ,  $Y_2$  y  $X_1$ :

$$\begin{aligned} Z_2 H_{Z_2} &= Z_6 (1196.5) + 0.0407 W_5 (1198.4) + \dots \\ &0.02647 W_7 (1182) + 956 (1188) \end{aligned}$$

reduciendo:

$$Z_2 H_{Z_2} = Z_6 (1196.5) + 48.775 W_5 + 31,2875 W + 1,135,728 \quad (\text{Ec. 5})$$

Obsérvese que en los cabezales de vapor de 250 PSIG- y de 150 PSIG únicamente se establecieron los balances de ma sa, pero no de energía, en virtud de que todas las corrien-- tes que se involucran contienen la misma entalpia. En cam-- bio, en el cabezal de 15 PSIG sí se estableció el balance de energía, ya que estas corrientes no pueden contener la misma entalpia si tienen diferentes orígenes.

EN EL SATURADOR DE 15 PSIG



Balace de masa:

$$Z_5 = Z_2 + Z_4 + Z_3 + W_2$$

Como de los capítulos anteriores se conoce que:

$$\begin{aligned} Z_3 &= 811 \quad \text{Lb/Hr} \quad (\text{Cap. IV.3.4}) \\ Z_4 &= 0.0086 W_5 \quad (\text{Ec. 4) Cap. IV.3.5}) \end{aligned}$$

substituyendo los valores la ecuación se reduce:

$$Z_5 = Z_2 + 0.0086 W_5 + 811 + W_2 \quad (\text{Ec. 6})$$

Balace de calor:

$$Z_5 H_{Z_5} = Z_2 H_{Z_2} + Z_4 H_{Z_4} + Z_3 H_{Z_3} + W_2 H_{W_2}$$

Como de los capítulos anteriores se conocen las entalpias:

$$\begin{aligned}
 H_{Z_5} &= 1166 \quad \text{BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (9)} \\
 H_{Z_4} &= 1164 \quad \text{BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (9)} \\
 H_{Z_3} &= 1164 \quad \text{BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (9)} \\
 H_{W_2} &= 218.5 \quad \text{BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (10)}
 \end{aligned}$$

substituyendo estos valores y los de  $Z_3$  y  $Z_4$ :

$$Z_5 (1166) = Z_2 H_{Z_2} + 10.01 W_5 + 944,004 + W_2 (218.5) \quad (\text{Ec. 7})$$

EN EL SATURADOR DE 150 PSIG

Balance de masa:

$$Y_1 + X_2 + W_3 \quad (\text{Ec. 8})$$

Balance de calor:

$$Y_1 H_{Y_1} = X_2 H_{X_2} + W_3 H_{W_3}$$

Como de los capítulos anteriores se conocen las entalpías:

$$\begin{aligned}
 H_{Y_1} &= 1196.5 \quad \text{BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (4)} \\
 H_{X_2} &= 1262 \quad \text{BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (1)} \\
 H_{W_3} &= 218.5 \quad \text{BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (10)}
 \end{aligned}$$

substituyendo estos valores y despejando  $Y_1$ :

$$Y_1 (1196.5) = X_2 (1262) + W_3 (218.5)$$

$$Y_1 = 1.05474 X_2 + 0.1826 W_3 \quad (\text{Ec. 9})$$



## EN EL DEAERADOR

Balance de masa:

$$W_5 = Z_5 + W_6 \quad (\text{Ec. 10})$$

Balance de calor:

$$W_5 H_{W_5} = Z_5 H_{Z_5} + W_6 H_{W_6}$$

Como de los capítulos anteriores se conocen las entalpías:

$$H_{W_5} = 218.5 \text{ BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (7)}$$

$$H_{Z_5} = 1166 \text{ BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3 (9)}$$

substituyendo los valores:

$$W_5 (218.5) = Z_5 (1166) + W_6 H_{W_6} \quad (\text{Ec. 11})$$

## AGUA ALIMENTANDO AL DEAERADOR

Balance de masa:

$$W_6 = W_7 + W_4 + W_{10}$$

Como  $W_{10}$  es el condensado de retorno de los equipos de proceso (38,900 Lb/Hr) y del condensador de superficie (87,661 -- Lb/Hr), entonces:

$$W_{10} = 126,561 \text{ Lb/Hr} \quad (\text{Ver esquema V.1})$$

Substituyendo:

$$W_6 = W_7 + W_4 + 126,561 \quad (\text{Ec. } 12)$$

Balance de calor:

$$W_6 H_{W_6} = W_7 H_{W_7} + W_4 H_{W_4} + W_{10} H_{W_{10}}$$

Como de los capítulos anteriores se conoce:

$$H_{W_7} = 44.8 \text{ BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3(11)}$$

$$H_{W_4} = 218.5 \text{ BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3(10)}$$

$$H_{W_{10}} = 117 \text{ BTU/Lb} \quad \text{Cap. III.3}$$

substituyendo estos valores y  $W_{10}$ :

$$W_6 H_{W_6} = W_7 (44.8) + W_4 (218.5) + 126,561 (117)$$

$$W_6 H_{W_6} = W_7 (44.8) + W_4 (218.5) + 14,807,637$$

(Ec. 13)

CONDENSADOS 15 PSIG DEL TANQUE

Balance de masa:

$$W_1 = W_2 + W_3 + W_4$$

como  $W_1 = 5889 \text{ Lb/Hr} \quad \text{Cap. IV.3}$

$$5889 = W_2 + W_3 + W_4 \quad (\text{Ec. } 14)$$

BALANCE GENERAL DE MASA

$$W_7 + P_1 + P_2 + W_9$$

Como: P significa vapor consumido en el proceso:

$$P_1 = X_6 - 38,900 = 3,100 \text{ Lb/Hr} \quad \text{Ver Esq. V.1)}$$

$$P_2 = Y_5 - 6,700 = 20,800 \text{ Lb/Hr} \quad \text{Ver Esq. V.1)}$$

$$W_9 = 0.0414 W_5 \quad \text{Ec. 5) Cap. IV.3.5)}$$

substituyendo valores:

$$W_7 = 23,900 + 0.0414 W_5 \quad \text{(Ec. 15)}$$

#### SIMPLIFICACION DEL SISTEMA

Se tiene hasta esta etapa un total máximo disponible de 15 ecuaciones con 14 incógnitas, que son:

$$X_3, W_5, X_2, Y_1, W_7, Z_6, Z_2$$

$$Z_2 H_{Z_2}, W_2, Z_5, W_3, W_6, W_6 H_{W_6}, W_4$$

Para simplificar la resolución del sistema se correlacionan las 15 ecuaciones entre sí, para ir eliminando incógnitas, hasta obtener el mínimo número de ecuaciones posibles.

Substituyendo la ecuación 1 en 2 se elimina  $X_3$

$$0.95 W_5 = X_2 + 0.0407 W_5 + 129,450$$

$$0.9093 W_5 = X_2 + 129,450 \quad \text{(Ec. 16)}$$

Substituyendo la ecuación 4 en 6 se elimina  $Z_2$

$$Z_6 + 0.0407 W_5 + 0.02647 W_7 + 956 + 0.0086 W_5 \\ + 811 + W_2 = Z_5$$

$$Z_6 + 0.0493 W_5 + 0.02647 W_7 + 1968 + W_2 = Z_5 \quad (\text{Ec. 17})$$

Substituyendo la ecuación 5 en 7 se elimina  $Z_2 H Z_2$

$$1196.5 Z_6 + 48.775 W_5 + 31.2875 W_7 + 1,135,728 \\ + 10.01 W_5 + 944,004 + 218.5 W_2 = 1166 Z_5 \\ 1196.5 Z_6 + 58.785 W_5 + 31.2875 W_7 + 2,079,732 \\ + 218.5 W_2 = 1166 Z_5 \\ 5.476 Z_6 + 0.269 W_5 + 0.14319 W_7 + 9518.2242 \\ + W_2 = 5.33638 Z_5 \quad (\text{Ec. 18})$$

Substituyendo la ecuación 10 en 12 se elimina  $W_6$

$$W_5 = Z_5 + W_7 + W_4 + 126,561 \quad (\text{Ec. 19})$$

Substituyendo la ecuación 11 en 13 se elimina  $W_6 H W_6$

$$218.5 W_5 = 1166 Z_5 + 44.8 W_7 + 218.5 W_4 + 14,807,637 \\ 0.1874 W_5 = Z_5 + 0.03842 W_7 + 0.1874 W_4 + 12,669,517 \\ (\text{Ec. 20})$$

Substituyendo la ecuación 3 en 8 y 9 se elimina  $Y_1$

$$0.0264 W_7 + Z_6 + 28,667 = X_2 + W_3 \quad (\text{Ec. 21})$$

$$0.02647 W_7 + Z_6 + 28,667 = 1.05474 X_2 + 0.1826 W_3$$

$$0.0251 W_7 + 0.9481 Z_6 + 27,179.132 = X_2 + 0.173138 W_3 \\ (\text{Ec. 22})$$

Hasta esta etapa de eliminación hemos usado solamente 13 ecuaciones de las 15 disponibles, quedando las ecuaciones 14 y 15, que junto con las 7 últimas hacen un total de 9 ecuaciones con 8 incógnitas, a saber:

$$X_2, W_5, Z_6, W_7$$

$$W_2, Z_5, W_4, W_3$$

Se puede simplificar aún el sistema relacionando las 9 ecuaciones entre sí y continuar de esta manera hasta obtener el mínimo número de ecuaciones que se iguale al número de incógnitas posibles.

Substituyendo la ecuación 16 en 21 y 22 se elimina -

$X_2$

$$\begin{aligned} 0.02647 W_7 + Z_6 + 28,667 + 129,450 &= 0.9093 W_5 + W_3 \\ 0.02647 W_7 + Z_6 + 158,117 &= 0.9093 W_5 + W_3 \\ W_7 + 37.7786 Z_6 + 5,973,441.6 &= 34.3521 W_5 + 37.7786 W_3 \end{aligned}$$

(Ec. 23)

$$\begin{aligned} 0.0251 W_7 + 0.9481 Z_6 + 27,179.132 + 129,450 \\ = 0.9093 W_5 + 0.173138 W_3 \\ W_7 + 37.773 Z_6 + 6,240,204.3 &= 36.2271 W_5 + 6.898 W_3 \end{aligned}$$

(Ec. 24)

Substituyendo la ecuación 14 en 17 y 18 se elimina -

$W_2$

$$Z_6 + 0.0493 W_5 + 0.02647 W_7 + 1767 + 5,889 = W_3 + W_4 + Z_5$$

$$Z_6 + 0.0493 W_5 + 0.02647 W_7 + 7,656 = W_3 + W_4 + Z_5$$

(Ec. 25)

$$5.476 Z_6 + 0.269 W_5 + 0.14319 W_7 + 9518.2242$$

$$+ 5889 = W_3 + W_4 + 5.33638 Z_5$$

$$1.0261638 Z_6 + 0.05 W_5 + 0.0268327 W_7$$

$$+ 2889.205 = 0.1874 W_3 + 1.874 W_4 + Z_5 \quad (\text{Ec. 26})$$

Substituyendo la ecuación 25 en 26 se elimina  $Z_5$

$$1.0261638 Z_6 + 0.05 W_5 + 0.0268327 W_7 +$$

$$2887.205 + W_3 + W_4 = Z_6 + 0.0493 W_5$$

$$+ 0.02647 W_7 + 7656 + 0.1874 W_3 + 0.1874 W_4$$

$$0.0261638 Z_6 + 0.0007 W_5 + 0.0003627 W_7$$

$$+ 0.8126 W_3 + 0.8126 W_4 = 4,768.8$$

$$72.13262 Z_6 + 1.93 W_5 + W_7 + 2240.42 W_3$$

$$2240.42 W_4 = 13,148,056 \quad (\text{Ec. 27})$$

Substituyendo la ecuación 19 en 20 se elimina  $Z_5$

$$0.1874 W_5 + W_7 + W_4 + 126,561 = W_5 +$$

$$0.038422 W_7 + 0.1874 W_4 + 12,699.517$$

$$0.961578 W_7 + 0.8126 W_4 + 113,861.5 = 0.8126 W_5$$

$$W_7 + 0.845 W_4 + 118,441.08 = 0.845 W_5 \quad (\text{Ec. 28})$$

Substituyendo la ecuación 15 en 23, 24, 27 y 28 se -  
elimina  $W_7$ .

$$23,900 + 0.0414 W_5 + 37.7786 Z_6 + 5,973,441.6$$

$$= 34.3521 W_5 + 37.7786 W_3$$

$$5,997,341.6 + 37.7786 Z_6 = 34.3107 W_5 + 37.7786 W_3$$

$$34.3107 W_5 + 37.7786 W_3 - 37.7786 Z_6 = 5,997,341.6 \quad (\text{Ec. 29})$$

$$23,900 + 0.0414 W_5 + 37.7786 Z_6 + 6,240,204.3 = 36.227 W_5 + 6.898 W_3$$

$$26.1856 W_5 + 6.898 W_3 = 37.773 Z_6 = 6,264,104.3 \quad (\text{Ec. 30})$$

$$23,900 + 0.0414 W_5 + 72.1362 Z_6 + 1.93 W_5 + 2240.42 W_4 = 13,148,056$$

$$1.9714 W_5 + 72.1362 Z_6 + 2240.42 W_3 + 2240.42 W_4 = 13,124,156$$

$$0.00088 W_5 + 0.0322 Z_6 + W_3 + W_4 = 5857.9 \quad (\text{Ec. 31})$$

$$23,900 + 0.0414 W_5 + 0.845 W_4 + 118,441.08 = 0.845 W_5$$

$$0.845 W_4 + 142,311.08 = 0.8036 W_5$$

$$W_4 + 168,415.47 = 0.951 W_5 \quad (\text{Ec. 32})$$

Substituyendo 32 en 31 se elimina  $W_4$

$$0.00088 W_5 + 0.0322 Z_6 + W_3 + 0.951 W_5 = 5857.9 + 168,415.47$$

$$0.95188 W_5 + W_3 + 0.03222 Z_6 = 174,273.37 \quad (\text{Ec. 33})$$

#### RESOLUCION POR DETERMINANTES

Como resultado de la eliminación de ecuaciones se obtienen tres incógnitas que son:  $W_5$ ,  $W_3$ ,  $Z_6$  con 3 ecuaciones que son: 29, 30 y 33.

$$34.3107 W_5 + 37.7786 W_3 - 37.7786 Z_6 = 5,997,341.6 \quad 29)$$

$$36.1856 W_5 + 6.898 W_3 - 37.773 Z_6 = 6,264,104.3 \quad 30)$$

$$0.95188 W_5 + W_3 + 0.0322 Z_6 + 174,273.37 \quad 33)$$

Resolviendo las tres ecuaciones por el método de determinantes se obtiene:

$$W_5 = \begin{vmatrix} 5,997,341.6 & 37.7786 & -37.7786 \\ 6,264,104.3 & 6.898 & -37.773 \\ 174,273.37 & 1.000 & +0.0322 \\ 5,997,341.6 & 37.7786 & -37.7786 \\ 6,264,104.3 & 6.898 & -37.773 \\ \hline 34.3107 & 37.7786 & -37.7789 \\ 36.1856 & 6.898 & -37.773 \\ 0.95188 & 1.000 & +0.0322 \\ 34.3107 & 37.7786 & -37.7786 \\ 36.1856 & 6.898 & -37.773 \end{vmatrix} =$$

$$= \frac{1,332,103.1 - 236,649,091.7 - 248,690,016 + 45,415,079}{7.6209 - 1367.0413 - 1358.3432 + 248.0568 +} \quad \text{---}$$

$$\text{---} \frac{226,537,584.2 - 7,620,100.6}{1296.018 - 44.0187} = \frac{-219,694,442}{-1217.707}$$

$$W_5 = 180,400 \text{ Lb/Hr}$$

$$W_3 = \begin{vmatrix} 34.3107 & 5,997,341.6 & -37.7786 \\ 36.1856 & 6,264,104.3 & -37.773 \\ 0.95188 & 174,273.37 & +0.0322 \\ 34.3107 & 5,997,341.6 & -37.7786 \\ 36.1856 & 6,264,104.3 & -37.773 \\ \hline & & -1217.707 \end{vmatrix} =$$

$$= 6,920,610.5 - 238,238,890 - 215,636,590 + 225,261,530$$

$$+ 225,861,430 - 6,987,960 = 2,819,869.5$$

$$W_3 = \frac{-2,819,869.5}{-1217.0707} = 2,315.72$$



$$Z_6 = \begin{array}{r|rrr|r} 34.3107 & 37.7786 & 5,997,341.6 & \\ 36.1856 & 6.898 & 6,264,104.3 & \\ 0.95188 & 1.000 & 174,273.37 & \\ 34.3104 & 37.7786 & 5,997,341.6 & \\ 36.1856 & 6.898 & 6,264,104.3 & \\ \hline & - 1217.707 & & \end{array} =$$

$$= 41,246,184 + 217,017,400 + 225,261,530 - 39,378,953$$

$$- 214,925,800 - 238,238,890 = - 9,018,529$$

$$Z_6 = \frac{- 9,018,529}{- 1217.707} = 7,406.15$$

Para comprobar el grado de exactitud de los resultados obtenidos por el método de determinantes, basta con substituirlos en cualquiera de las tres ecuaciones que sirvieron de base en la resolución:

Por ejemplo, substituyendo  $W_5$ ,  $W_3$  y  $Z_6$  en la ecuación 30, el resultado será igual a 6,264,104.3

$$36.1856 (180,400) + 6.898 (2,315.72) - 37.773 (7,406.15) \\ = 6,527,882.2 + 15,973.836 - 279,752.5 = 6,264,103.5$$

#### DATOS FINALES DEL DIAGRAMA

El último paso consiste en determinar los valores de cada una de las corrientes que integran el diagrama de flujo.

Para determinar estas incógnitas se procederá a subs

tituir los valores ya determinados sobre las ecuaciones correspondientes. Los valores conocidos son:

$$\begin{aligned}
 W_5 &= 180,400 \\
 W_3 &= 2,315.72 \\
 Z_6 &= 7,406.15 \\
 X_1 &= 0.0407 \quad W_5 = 0.0407 \quad (180,400) = 7,342.28 \\
 W_8 &= 0.05 \quad W_5 = 0.05 \quad (180,400) = 9,020 \\
 W_9 &= 0.0414 \quad W_5 = 0.0414 \quad (180,400) = 7,468.56 \\
 Z_4 &= 0.0086 \quad W_5 = 0.0086 \quad (180,400) = 1,551.44
 \end{aligned}$$

Substituyendo en las ecuaciones que se indican:

$$\begin{aligned}
 1) \quad X_3 &= 0.95 \quad (180,400) = 171,380 \\
 2) \quad X_2 &= 171,380 - 7,342.28 - 129,450 = 34,587.72 \\
 8) \quad Y_1 &= 34,587.72 + 2,315.72 = 36,903.44 \\
 3) \quad Y_2 &= 36,903.44 - 7,406.15 - 28,667 = 830.29 \\
 4) \quad Z_2 &= 7,406.15 + 7,342.28 + 830.29 + 956 = 16,534.72 \\
 15) \quad W_7 &= 23,900 + 7,468.56 = 31,368.56 \\
 31) \quad W_4 &= 5,857.9 - 0.00088 \quad (180,400) - 0.0322 \quad (7,406.15) \\
 &\quad - 2,315.72 = 3,144.95 \\
 12) \quad W_6 &= 31,368.56 + 3144.95 + 126,561 = 161,074.51 \\
 10) \quad Z_5 &= 180,400 - 161,074.51 = 19,325.49 \\
 6) \quad W_2 &= 19,325.49 - 16,534.72 - 1,551.44 - 811 = 428.33 \\
 14) \quad W_3 &= 5,889 - 3144.95 - 2315.72 = 428.33
 \end{aligned}$$

Conviene también conocer la temperatura del agua que se alimenta al deaerador:

Despejando  $H_{W_6}$  en la ecuación 11

$$H_{W_6} = (39,417,000 - 22,533,521) / 161,074.51 = 104.82 \text{ BTU/Lb}$$

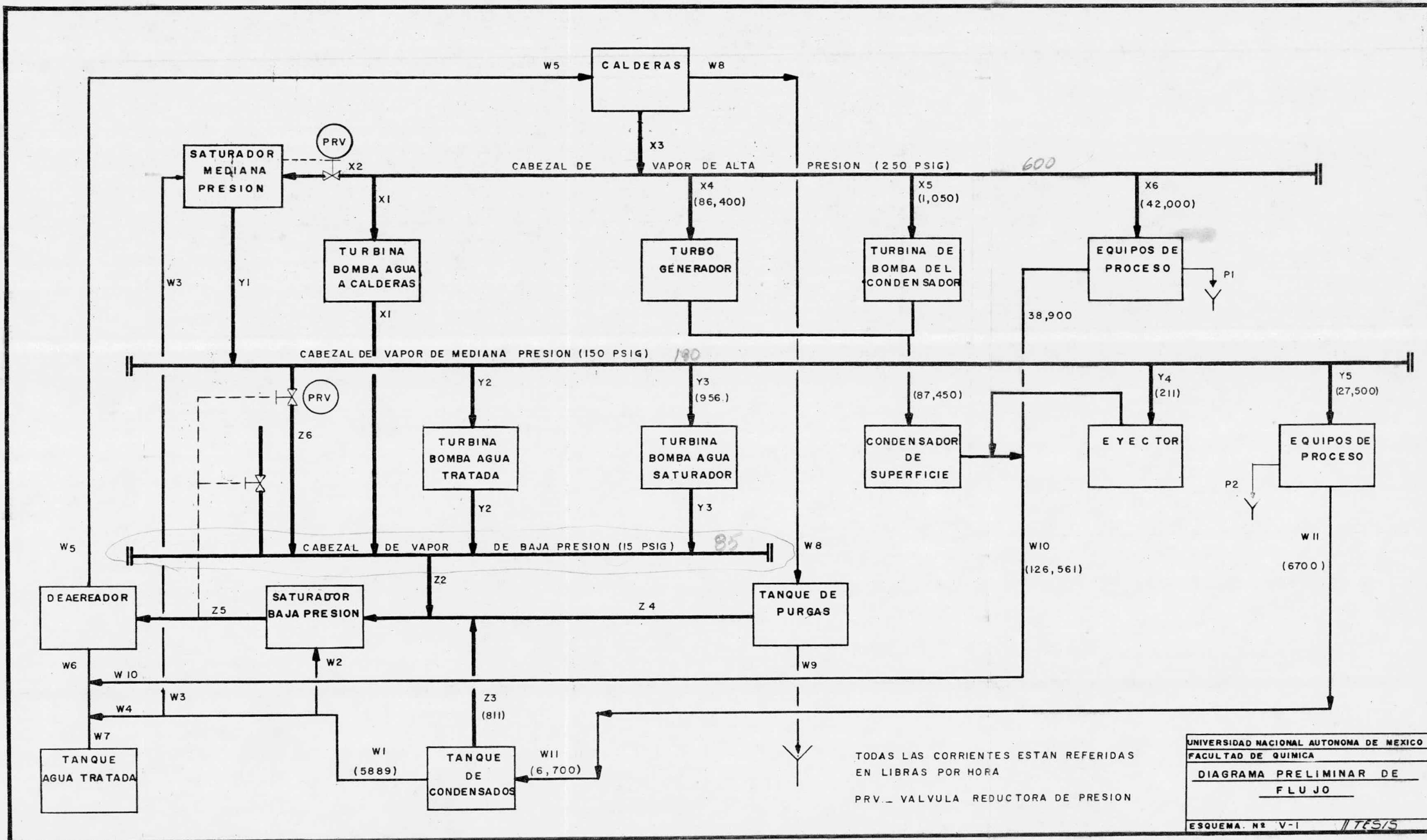
correspondiente a  $T = 137^\circ$ .

Nótese que el cálculo de  $W_2$  usando dos ecuaciones -- distintas (6 y 14) conduce a un mismo resultado, lo que confirma que el balance de materia y energía es correcto.

### V.3 DIAGRAMA DE FLUJO DE VAPOR

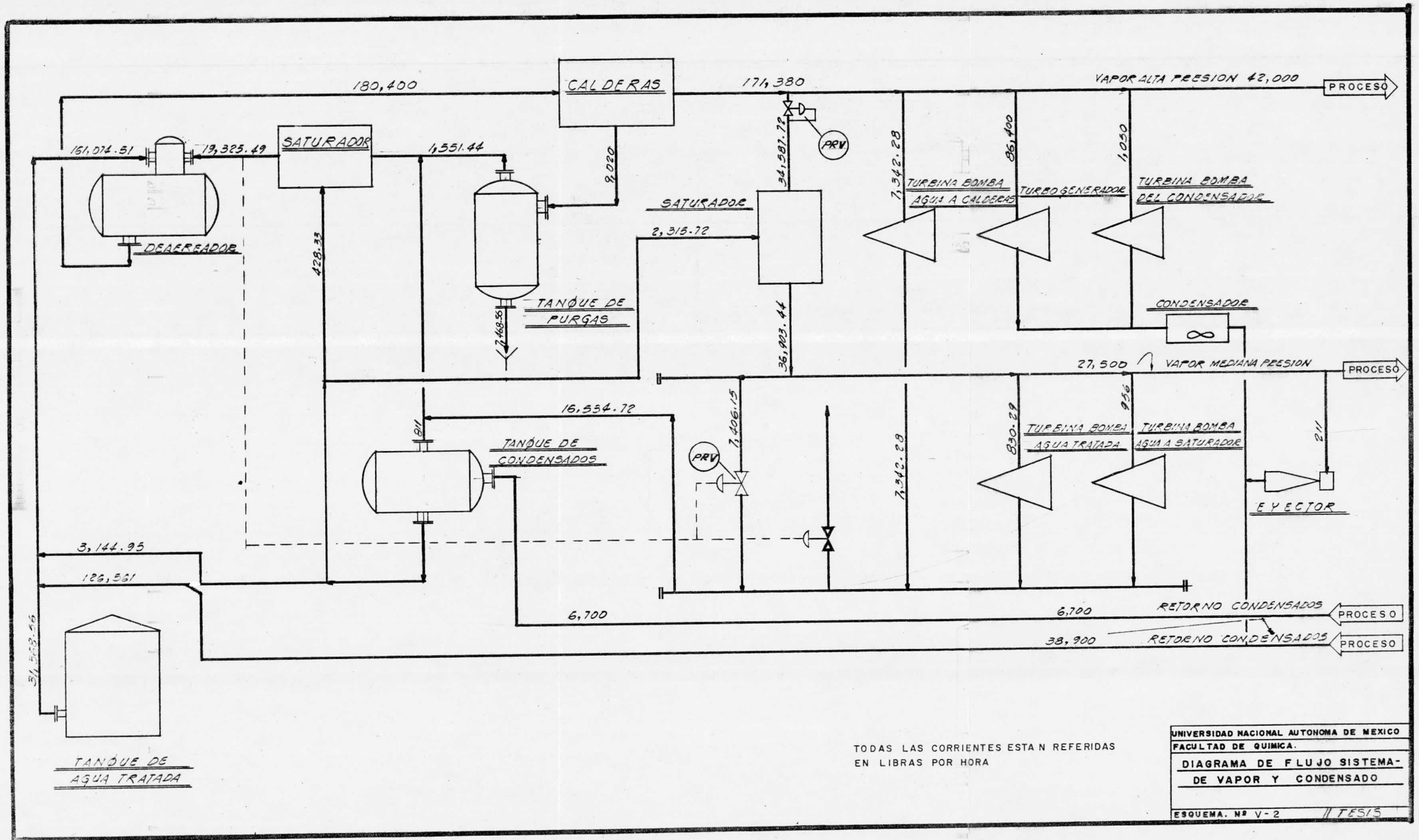
Insertando sobre el diagrama cada uno de los valores obtenidos se completa el diagrama V-2 que es el diagrama de flujo final de distribución de vapor, retorno de condensado y agua de reposición en las condiciones normales de operación.

Además de los flujos, el diagrama presenta las condiciones de operación indicando temperatura, presión y entalpía de las corrientes, de tal forma que el chequeo de algún balance parcial puede llevarse a cabo fácil y rápidamente.



TODAS LAS CORRIENTES ESTAN REFERIDAS EN LIBRAS POR HORA  
 PRV - VALVULA REDUCTORA DE PRESION

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE QUIMICA  
 DIAGRAMA PRELIMINAR DE FLUJO  
 ESQUEMA. N° V-1 // TESIS



# CAPITULO VI

---

## ESPECIFICACION DE EQUIPOS

Una vez definido el balance de vapor, considerando - la operación normal del sistema, se procede a determinar la capacidad de diseño de los equipos que cubrirán el servicio. Esto se hará en base a los consumos normales del proceso y - tomando otras consideraciones importantes, como son: los factores de seguridad, la posibilidad de expansiones futuras y - el grado de flexibilidad que requiere la planta.

Conociendo la capacidad de diseño del sistema se presentará a manera de especificación las condiciones básicas - para el diseño del equipo, así como los instrumentos mínimos que requieren para su operación óptima y segura.

Esta especificación no pretende ser una especifica-- ción general de los equipos, sino simplemente una presenta-- ción de la información básica y necesaria que debe presentar se al proveedor o diseñador del equipo.

El hecho de haber llegado a la determinación de esta capacidad de diseño del sistema y haber especificado cada -- uno de los equipos que lo integran, significa haber logrado las metas propuestas, significa haber presentado el diseño - de la capacidad de un sistema de vapor.

## VI.1 CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO

Para definir la capacidad de diseño del sistema y -- los equipos involucrados en la generación del vapor, se hará uso de la información disponible en el diagrama de flujo, en donde se indican las condiciones en la operación normal de - la planta.

Pero, además de los consumos en la operación normal de la planta, se deberán hacer otras consideraciones muy importantes, como son: los factores de seguridad, la posibilidad de una expansión futura y el grado de flexibilidad del - sistema.

Los factores de seguridad son aplicados sobre el balance de vapor y depende del grado de incertidumbre de los - consumos y de la posibilidad de requerimientos impredecibles.

En cambio, el factor por expansión depende de la política en la inversión inicial, en el costo de operación, en

los costos de depreciación, en el mantenimiento y del tiempo previsto para hacer la expansión. En forma general se considera que cuando la expansión es a largo plazo no se justifica este factor, pues, además de aumentar innecesariamente -- los costos, puede incurrir en un posible error en cuanto a -- la capacidad estimada para el futuro.

El grado de flexibilidad de un sistema de vapor se -- puede lograr seleccionando, en lugar de una unidad grande -- que cubra toda la demanda de vapor, considerar pequeñas unidades operadas en paralelo y cubriendo un porcentaje óptimo del total. La ventaja de esto es que permite la inspección o reparación de una unidad mientras la otra u otras, cubren el total de la demanda, operándola a su máxima capacidad.

Esta capacidad adicional que se logra debido a estos factores, requiere de un estudio económico y específico de -- una planta.

## VI.2 CALDERAS

Es de primordial importancia definir la capacidad de diseño de las calderas, en virtud de que de esta capacidad -- dependerá la capacidad de diseño de los demás equipos que integran la generación del vapor.



## CAPACIDAD

La demanda total de vapor para el área de proceso y el área de servicios, según el balance realizado en el capítulo V y reportado en el diagrama de flujo V.2, es de ----- 171,380 Lb/Hr. Esta demanda es el resultado de una operación normal y eficiente de la planta, sin considerar sobrecargas en el arranque o posibles fluctuaciones en la demanda, provocada al operar la planta a su máxima capacidad.

En base a estas consideraciones, y para fines de diseño, es apropiado considerar que la demanda normal reflejada por el balance, es sólo un 70% de la capacidad de diseño a especificar, es decir:

$$171,380/0.70 = 244,830 \text{ Lb/Hr}$$

Ahora, para obtener una mayor flexibilidad al generar el vapor, es recomendable considerar dos calderas con -- 50% de la producción, en lugar de una sola generando el 100%.

En cuanto a la presión de operación de las calderas, quedó definido en el capítulo III que la máxima presión de vapor requerido es de 250 PSIG y sobrecalentado, para usarse en las turbinas.

## ESPECIFICACION DE CALDERAS .

### I. ALCANCE

Esta especificación cubre las necesidades mínimas para dos calderas tubos de agua, tipo paquete.

El paquete deberá incluir necesariamente los siguientes equipos: calderas, quemadores, ventiladores tipo forzado, chimenea, controles, equipos auxiliares, accionadores, aislamientos, herramientas y partes de re puesto.

Todos los elementos y componentes de las calderas deberán ser diseñados y construidos conforme al Código ASME en su sección VIII, última edición correspondiente a calderas de fuerza. Deberá, además satisfacer los requerimientos de la Secretaría del Trabajo y Previsión Social.

### II.- CONDICIONES DE DISEÑO.

#### A.- Datos Generales.

Elevación (pies)	8360 SNM
Aire de instrumentos	50-60 PSIG
Coefficiente sísmico	0.1
Velocidad de viento	100 MPH

#### Características eléctricas:

##### Motores:

0 A ½ HP	110 V., 1 F. , 60 C.
3/4 A 250 HP	460 V., 3 F. , 60 C.
Mayor de 250 HP	V., 3 F. , 60 C.
Instrumentos	110 V., 1 F. , 60 C.
Alumbrado	110 V., 1 F. , 60 C.

## B.- Capacidad.

Cada caldera deberá ser diseñada para las siguientes condiciones:

Capacidad máx. continua (Lb/Hr)	125,000
Presión a la salida del sobrecalentador (PSIG)	250
Presión de diseño calderas (°F)	300
Temperatura salida del sobrecalentador (°F)	500
Temperatura agua alimentada (°F)	248
Presión agua alimentada (PSIG)	275
Purgas (% agua alimentada)	5

Las conexiones que deben considerarse en las calderas son para los siguientes servicios; - salida de vapor, válvulas de seguridad, purgas continuas, alimentación de químicos, columna de agua, controladores de nivel, entrada de - agua, venteos y purgas de fondos.

## C.- Combustoleo.

Capacidad calorífica, a 60°F (BTU/GAL)	144,000
Viscosidad a 150°F (SSU)	200
Presión en el quemador (PSIG)	75
Presión en el cabezal (PSIG)	125
Temperatura (°F)	150
Grados API	25.4
Azufre (% peso)	0.2
Presión, vapor atomización (PSIG)	150

## III. INSTRUMENTACION.

El paquete deberá incluir la siguiente instrumentación:

Sistemas de control:

- Control automático de combustión.
- Control automático del nivel del domo.

- c) Paro por bajo flujo de aire o por bajo nivel del domo.
- d) Control por falla de flama.

Instrumentos registradores (tablero):

- a) Flujo de vapor (integrador). (Presión sobre la línea de vapor.
- b) Flujo de combustible línea de aire con alarma por bajo flujo de aire.
- c) Nivel del domo con alarma por alto y bajo nivel.
- d) Flujo agua alimentada.

Manómetros y termómetros (locales):

- a) Presión en el domo.
- b) Presión y temperatura en el quemador.
- c) Presión de vapor de atomización.
- d) Presión en el gas piloto.
- e) Presión y temperatura a la salida del sobrecalentador.
- f) Temperatura en el ducto principal de aire.
- g) Temperatura (lado gas) entrada y salida del economizador.
- h) Temperatura (lado agua) a la salida del economizador.

#### IV. VALVULAS Y ACCESORIOS.

Las válvulas y accesorios que deberán ser suministrados con las calderas son los siguientes:

- a) Válvulas de corte y retención en la línea de alimentación de agua.
- b) Válvulas de corte y retención en la línea de vapor de salida del sobrecalentador.
- c) Válvulas de seguridad sobre el domo y en el sobrecalentador.
- d) Columna de agua en tubos de vidrio transparentes.

- e) Válvula de corte en la purga continua.
- f) Válvula de globo en alimentación de químicos.
- g) Válvulas de corte para conexiones de muestreo de vapor.
- h) Tandem de válvulas para la purga intermitente.
- i) Válvulas para venteos y drenajes en el sobrecalentador y en el domo.
- j) Válvulas en las columnas de agua y en conexiones y tuberías para purgas.

### VI.3 DEAERADOR

#### CAPACIDAD

Para definir la demanda máxima de agua deaerada requerida por las calderas, se considera la máxima producción de vapor y la ecuación 1, capítulo V.2.

$$W_5 = X_3/0.95 = 250,000/0.95 = 263,158 \text{ Lb/Hr}$$

En cuanto a la cantidad de vapor y la cantidad de -- agua que se alimenta al deaerador, se calculan conjuntamente de las siguientes ecuaciones del capítulo V.2, ecuaciones 10 y 11.

$$Z_5 + W_6 = 263,158$$

$$Z_5 (116) + W_6 (104.82) = 57,500,023$$

Resolviendo simultáneamente se obtienen los siguientes valores:

$$W_6 = 243,996 \text{ Lb/Hr} \quad \text{agua}$$

$$Z_5 = 28,192 \text{ Lb/Hr} \quad \text{vapor}$$

$$W_5 = 263,158 \text{ Lb/Hr} \quad \text{agua deaerada}$$

La presión de operación del deaerador se definió de 15 PSIG y a la temperatura de saturación correspondiente.

Además, para poder cumplir con las fluctuaciones en la demanda de las calderas, es conveniente disponer de un almacenamiento con un tiempo de residencia de 10 minutos.

ESPECIFICACION DEL  
CALENTADOR - DEAERADOR

I.- ALCANCE

Esta especificación cubre las necesidades mínimas para el diseño y fabricación de un calentador-deaerador.

II.- GENERALIDADES

El calentador-deaerador será del tipo charolas, - contacto directo, interno.

El agua alimentada al calentador-deaerador, alcanzará la temperatura de saturación del vapor a la presión de operación.

III. CAPACIDAD DE OPERACION

Agua total deaerada (Lb/Hr)	263,200
Agua total recibida (Lb/Hr)	244,000
Repuesto (make-up) (%)	19.5
Retorno condensados (%)	80.5
Temperatura de entrada agua	137
Presión de entrada agua (PSIG)	20
Vapor disponible (PSIG)	15
Temp. del vapor (°F)	248
Presión del deaerador (PSIG)	15
Capacidad de almacenamiento (Min.)	10

El equipo será garantizado para operar a flujos - desde 10 a 100% de la capacidad de salida.



El oxígeno en el agua deaerada saliendo del tanque de almacenamiento, no deberá exceder de .005 cc por litro determinado por el método del "Heat Exchange Institute", el método Winkler o cualquier modificación aprobada por el ASTM.

El CO<sub>2</sub> titulable deberá reducirse hasta cero, determinado por el método APHA.

#### IV. ESPECIFICACION DE EQUIPOS.

##### A.- CHAROLAS

Los platos serán fabricados de acero inoxidable con placa de espesor no menor del calibre 20.

Las partes internas del calentador, incluyen do baffles, boquillas de distribución, tubería de venteo, y el colector de venteos, deberán ser fabricados de acero inoxidable para servicio pesado.

##### B.- CONDENSADOR DE VENTEOS

El condensador de venteo interno, deberá ser del tipo contacto directo.

Todas las partes en contacto con los gases corrosivos deberán ser de acero inoxidable.

##### C.- CONSTRUCCION

El deaerador deberá ser construido de acuerdo al Código ASME, Sec. VIII (Boiler and Pressure Vessel), última edición y conforme a los estandares HEI para deaeradores.

Material del cuerpo	ASTM-A.285 Gr.C
Presión de diseño (PSIG)	50
Temperatura de diseño (°F)	350
Corros. permisible.Min.(Pulg.)	1/8
Diámetro del cuerpo (Ft-Pulg.)	6-6
Longitud tang. cuerpo (Ft-Pulg.)	5-0
Diámetro TQ. almacen.(Ft-Pulg.)	7-10
Longitud tang.TQ.almc.(Ft-Pulg.)	15-6

#### D.- BOQUILLAS Y CONEXIONES

<u>Cantidad</u>	<u>Diam.</u>	<u>Servicio</u>
1	8"	Entrada de agua
1	10"	Salida de agua
1	4"	Drenaje
1	4"	Recirculación
1	1"	Aliment. de Químicos
1	6"	Derrame
1	10"	Entrada de vapor
2	2"	Controlador de nivel del agua
1	1"	Manómetro
1	3" X 4"	Válvula de relevo
2	1½"	Controlador de nivel derrame
1	18"	Acceso a las charolas
1	18"	Entrada de hombre (TQ.Alm)
1	4"	Venteo
1	12"	Rompedor de vacío

Las boquillas de 1" y mayor, deberán ser bridas, ASA 150# RF.

#### E.- CONTROLES E INSTRUMENTOS.

- Válvula de control de entrada, operada por medio de válvulas piloto externas, neumáticas.

- Válvula de control de derrame, controlada por piloto neumático.
- Válvula de relevo.
- Termómetro.
- Manómetro.
- Indicadores de nivel.
- Control de nivel.
- Interruptor de nivel.
- Válvula de globo para venteo.

#### V. PINTURA.

Toda la superficie expuesta a la atmósfera deberá estar protegida antes del embarque con una capa de pintura preventiva.

#### VI. EQUIPOS Y SERVICIOS.

A.- Se deberá entregar el deaerador completo, - incluyendo:

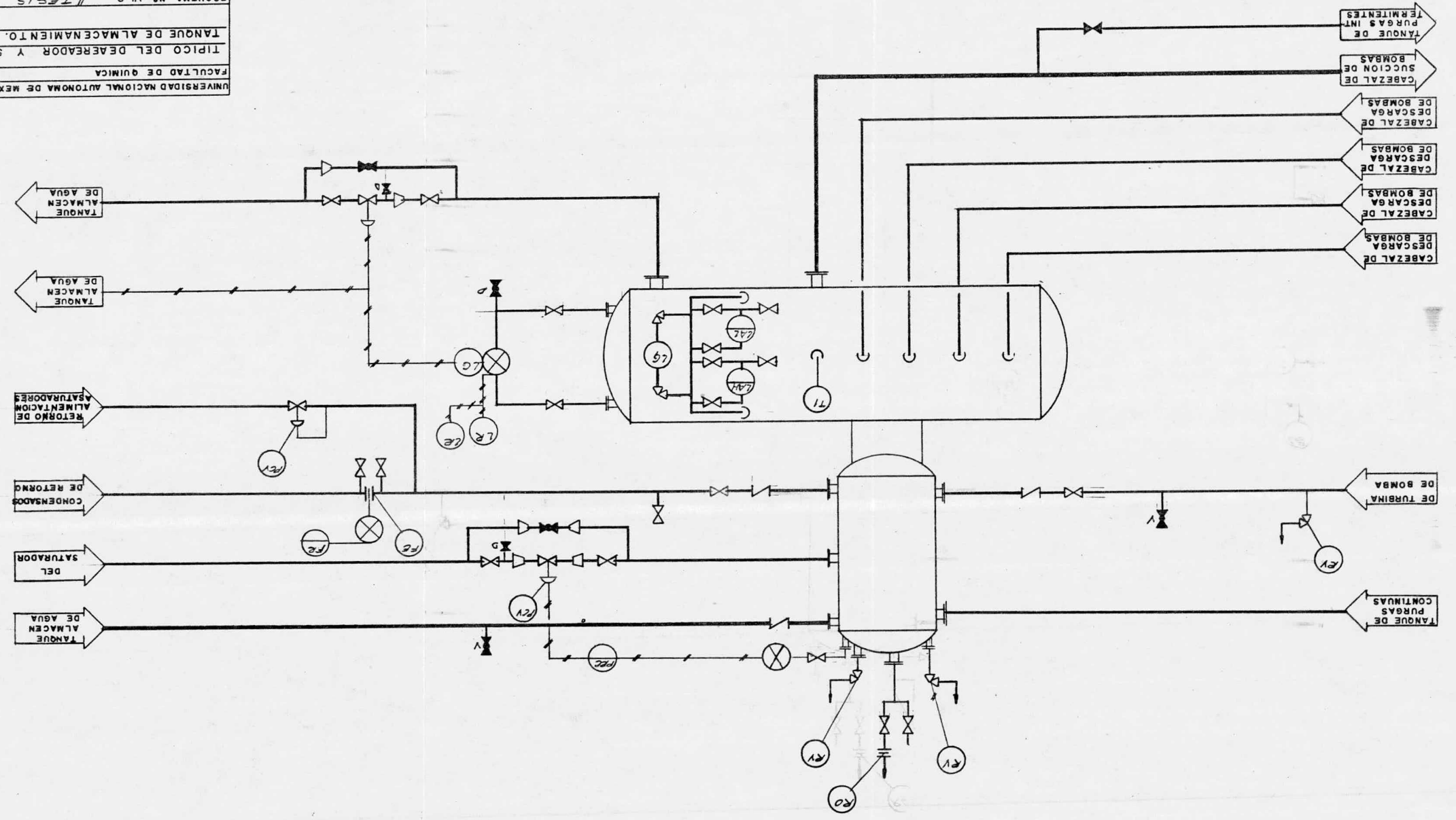
Sección de calentamiento con platos, sistema condensador de venteo, tanque de almacenamiento, tuberías de interconexión, baffles - internos y soportes, entrada para hombres, - puerta de acceso para remover platos, soportes para sostener el calentador, clips para aislamiento y herramientas requeridas para erección y mantenimiento del equipo.

B.- El comprador proporcionará lo siguiente:

- Cimentación y pernos de anclaje.

- Estructura de acero, para soporte.
- Labor de erección.
- Toda la tubería externa a la unidad.
- Aislamiento.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE QUIMICA  
 TÍPICO DEL DEAERADOR Y SU  
 TANQUE DE ALMACENAMIENTO.  
 ESQUEMA N° VI-2 // TESIS



## VI.4 BOMBAS

### ALIMENTACION DE AGUA A CALDERAS

#### CAPACIDAD

La capacidad de diseño de esta bomba está definida por la capacidad máxima del deaerador. Así que normalmente manejará 180,400 Lb/Hr, según se indica en el diagrama de flujo (esquema V.2), pero su capacidad de diseño deberá ser de 263,200 Lb/Hr de agua deaerada.

Considerando que el fluido se bombea a la temperatura correspondiente a la presión del deaerador, es decir: -- 250°F, la conversión de las unidades de los flujos resulta en 383 GPM y 558 GPM para el de normal y para el de diseño, respectivamente.

En cuanto a la cabeza de descarga de la bomba, se cuenta con el resultado obtenido en el capítulo IV.3.1.

### AGUA TRATADA AL DEAERADOR

#### CAPACIDAD

Para poder definir la capacidad de diseño de esta bomba, es necesario conocer plenamente el destino que se le

da al vapor excedente, a la demanda normal, cuando las calderas operan a su máxima capacidad. Es decir, se deberá saber si habrá y en qué cantidad los condensados de retorno.

Mientras no se disponga de mayor información, se opta por considerar, para el diseño, un 30% de flujo sobre la demanda normal, que de acuerdo al diagrama de flujo (esquema V.2) es de 31,368 Lb/Hr.

La temperatura de bombeo se ha considerado de 77°F, por lo que transformando unidades el flujo normal es de 62.5 GPM y el de diseño es de 81 GPM.

La cabeza de la bomba se calculó en el capítulo IV.-  
3.2.

## AGUA PARA LOS SATURADORES

### CAPACIDAD

En este caso, donde la carga a manejar es muy pequeña, también se puede seguir el mismo criterio aplicado para la bomba de agua tratada.

De acuerdo al diagrama de flujo (esquema V.2), el flujo a manejar es de 5,889 Lb/Hr, lo que equivale a 12.5 --

GPM y, por lo tanto, el flujo de diseño será de 16 GPM.

La cabeza de la bomba se calculó en el capítulo IV.-

3.3.



ESPECIFICACION DE BOMBAS

DESCRIPCION	ALIMENTA- CION CALDE RAS	AGUA TRATADA	AGUA A SATURADORES
Cantidad	Dos	Dos	Dos
Bomba operando	Una	Una	Una
Bomba repuesto	Una	Una	Una
Accionador operando	Motor	Motor	Motor
Accionador repuesto	Turbina	Turbina	Turbina
Fluido	Agua	Agua	Agua
Temperatura bombeo	242	77	242
Dens. relativa T.B.	0.947	1.01	0.947
Viscosidad T.B. SSU	1.174	3.8	1.174
Presión vapor T.B. PSIA	26	0.45	26
GPM: Normal	383	63	13
Diseño	558	81	16
Velocidad bomba, RPM	2950	2950	2950
NPSH disponible, Pies	20	20	20
Presión:			
Succión, Psig.	15	0	15
Descarga, Psig.	378	98	230
Diferencial, Psig.	363	98	215
Cabeza diferencial, Pies	886	224	525
BHP requerido	180	7.9	10.3
BHP motor	200	10	15
BHP Turbina	198	9	12
Materiales de Construcción:			
Cuerpo	Acero	Fierro	Acero
Impulsor	Acero	Bronce	Bronce
Partes de desgastes	Acero	Bronce	Bronce
Flecha	Acero	Acero	Acero

VI.5 ESPECIFICACION TURBINAS DE VAPOR

Para la bomba de alimentación de agua a calderas:

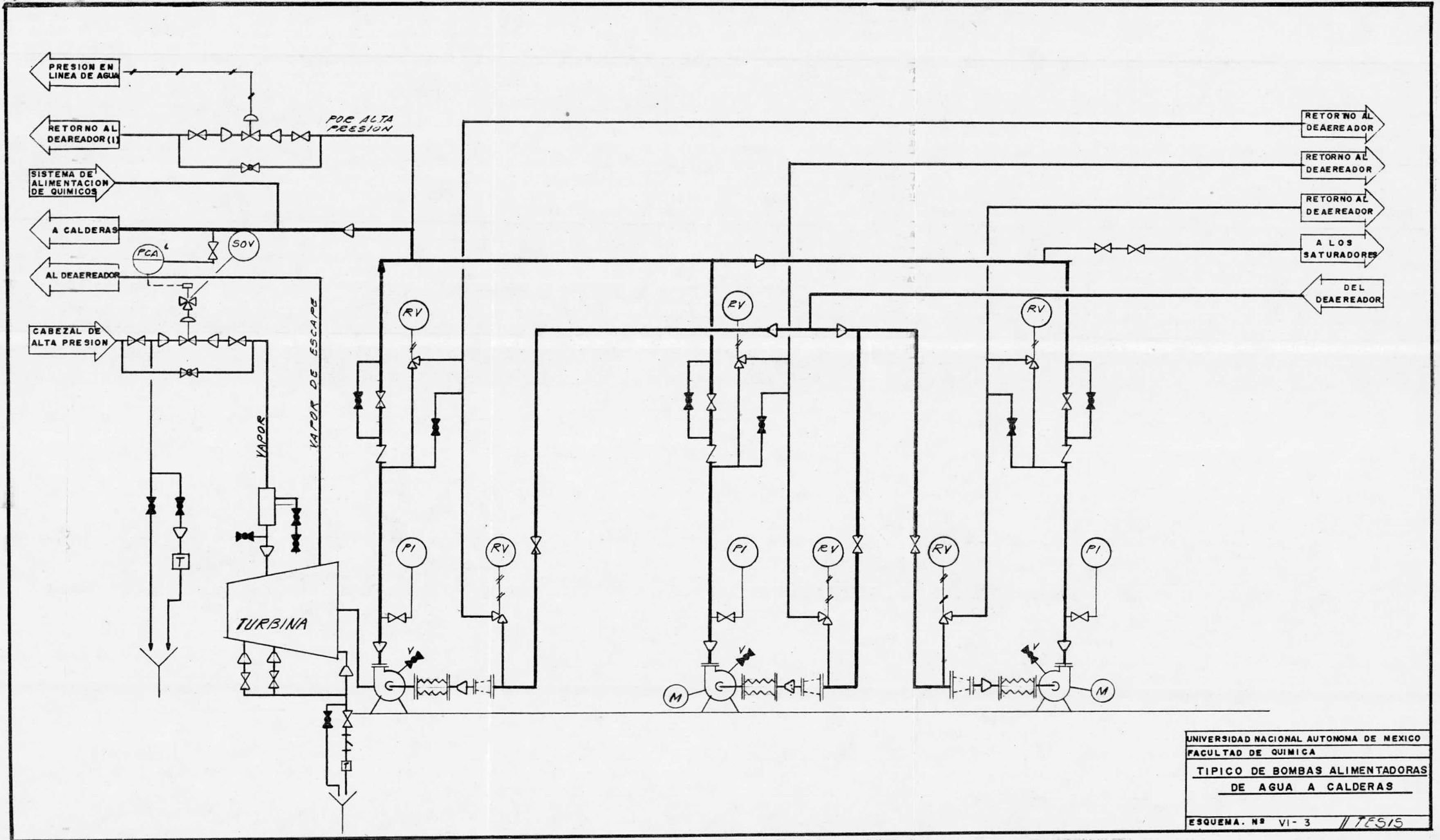
Condiciones del vapor:

	<u>PSIG</u>	<u>°F</u>	<u>Sobrecal. °F</u>
A la entrada:			
Válvula de seguridad	300	500	77
Normal	240	475	73
Mínimo	225	450	63
A la salida:			
Válvula de seguridad	18		
Mínimo	15		

-----  
Para las bombas de agua tratada y agua a saturadores.

Condiciones del vapor:

	<u>PSIG</u>	<u>°F</u>	<u>Sobrecal. °F</u>
A la entrada:			
Válvula de seguridad	180	400	20
Normal	150	380	15
A la salida:			
Válvula de seguridad	50		
Normal	15		



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA
TIPICO DE BOMBAS ALIMENTADORAS DE AGUA A CALDERAS
ESQUEMA. N° VI-3 // TESIS

## VI.6 TANQUES DE AUTOEVAPORACION

### TANQUE DE PURGAS CONTINUAS

#### CAPACIDAD

Para determinar la capacidad del tanque de purgas -- continuas usaremos la figura II.1, la cual define las dimensiones y boquillas del tanque, en función de la máxima cantidad de vapor que se recupera, a la presión de operación en el tanque.

Sabemos que la cantidad de purgas continuas que desalojan las calderas, según la ecuación 30, capítulo IV.3.5, - es el 5% del total de agua que le alimenta, por lo tanto:

Purgas continuas:

$$W_8 = 0.05 (263,200 \text{ Lb/Hr}) = 13,160 \text{ Lb/Hr}$$

De esta cantidad, según la ecuación 4, capítulo IV.-3.5, el 17.2% se evapora en el tanque a 15 PSIG, por lo tanto:

Máximo vapor recuperado:

$$Z_4 = 0.172 (13,160) = 2264 \text{ Lb/Hr}$$

Este valor conduce a un tanque de 36 pulgadas de diámetro y 72 pulgadas de altura, conforme se muestra en el croquis adjunto.

## TANQUE DE PURGAS INTERMITENTES

### CAPACIDAD

La purga intermitente de las calderas, se descarga - en una forma rápida, en cuanto se detecta en el domo infe--- rior, un grado excesivo de turbidez, que son los contaminan- tes del agua.

Este tanque no puede ser dimensionado de la misma ma- nera que el de purgas continuas, en virtud de que el flujo - es intermitente y ocasional. Es por eso, que para su dimen- sionamiento, basta con que se procure que tenga una capaci-- dad suficiente para contener un volumen de purgas, igual al- que contiene el domo inferior de la caldera en 6" de nivel - total.

Esto implica que para dimensionar este tanque amorti- guador, hay que contar con las dimensiones del domo inferior de la caldera. Sin embargo, cuando se desconoce todavía es- tas dimensiones se puede seleccionar un tamaño, igual al de- purgas continuas, excepto en lo que se refiere a las boqui-- llas, las cuales deberán ser mayores.

TANQUE DE PURGAS CONTINUAS.

DATOS DE PROCESO	
CAPACIDAD (GAL.): NOM. <u>100</u>	OPERACION <u>40 (1'-6")</u>
PRODUCTO <u>PURGAS</u>	DENSIDAD <u>58.8 lb/ft<sup>3</sup></u>
PRES. OP. CUERPO <u>15</u>	PSIG
TEMP. CP. CUERPO <u>250</u>	°F
CONSTRUCCION	
TIPO <u>VERTICAL</u>	
DIAMETRO <u>2'-0"</u>	FT.-IN. LONG. <u>4'-0"</u> FT.-IN.
TIPO DE TAPAS SUPERIOR <u>TORISFERICA</u>	INFERIOR <u>TORISFERICA</u>
ESPORES (IN.) CUERPO <u>5/16</u>	TAPAS <u>5/16</u>
SOPORTES <u>PATAS (4) DE ANGULO</u>	
MATERIALES	
CUERPO <u>SA-285-C</u>	
TAPAS <u>SA-285-C</u>	
PARTES INTERNAS <u>SA-285-C</u>	PARTES EXTERNAS _____
TUBERIA INTERIOR _____	CUELLO DE BOQUILLAS <u>A-106-B</u>
EMPAQUES <u>SESTOS COMP.</u>	BRIDAS <u>A-181-I</u>
ESCALERA <u>NO</u>	ANILLO DE RFZO. _____
SOPORTE <u>A-36</u>	TONILLOS/TUERCAS <u>A-194-2H</u>

DATOS DE DISEÑO MECANICO	
CODIGOS <u>CODIGO ASME SEC. VIII DIV. 1</u>	
RADIO RAFIA <u>TOTAL C.V.T.</u>	EFICIENCIA DE JUNTAS <u>100%</u>
PRUEBA HIDROSTATICA: CUERPO <u>75 PSIG</u>	
PRES. DIS.: CUERPO <u>50</u>	PSIG.
TEMP. DIS.: CUERPO <u>250</u>	°F
CORROSION PERMISIBLE: INT. <u>0.125"</u>	EXT. _____
FABRICACION: SOLDADA <u>SI</u>	OTRAS _____
CARGA DE VIENTO <u>125 MPH</u>	DEF. SISMICO <u>0.2</u>
PESO VACIO <u>1200 lb</u>	PESO OPERACION <u>4225 lb</u>
PINTURA <u>PRIMER</u>	PREP. SUPERFICIE <u>ARENA COM.</u>
RECUBRIMIENTO <u>NO</u>	
AISLAMIENTO <u>SI</u>	SOPORTES DE AISL. <u>SI</u>

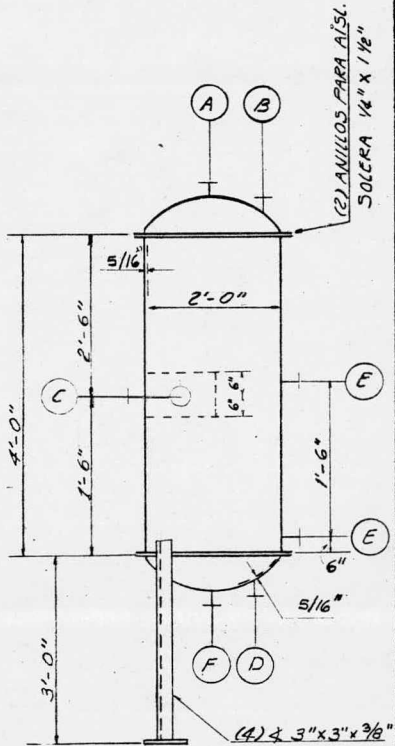


TABLA DE BOQUILLAS				
IDEN. NO.	DIAM.	CLAS. Y CARA	TIPO	SERVICIO
A	4"	150# RF	WN	SAUIDA DE VAPOR
E	1 1/2"	150# RF	WN	VENTEO
C	3"	150# RF	WN	ENTRADA
D	1 1/2"	150# RF	WN	DRENAJE
E	1 1/2"	150# RF	WN	LC Y LG
F	1 1/2"	150# RF	WN	SAUIDA DE LIQUIDO

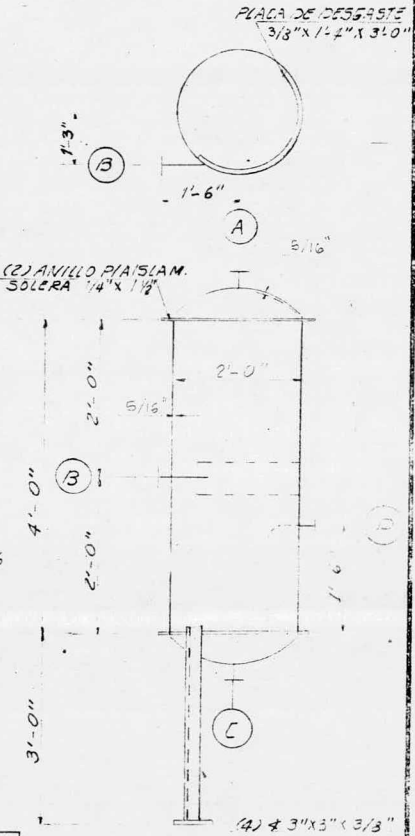
TE 510  
OCT. - 76

TANQUE DE PURGAS INTERMITENTES.

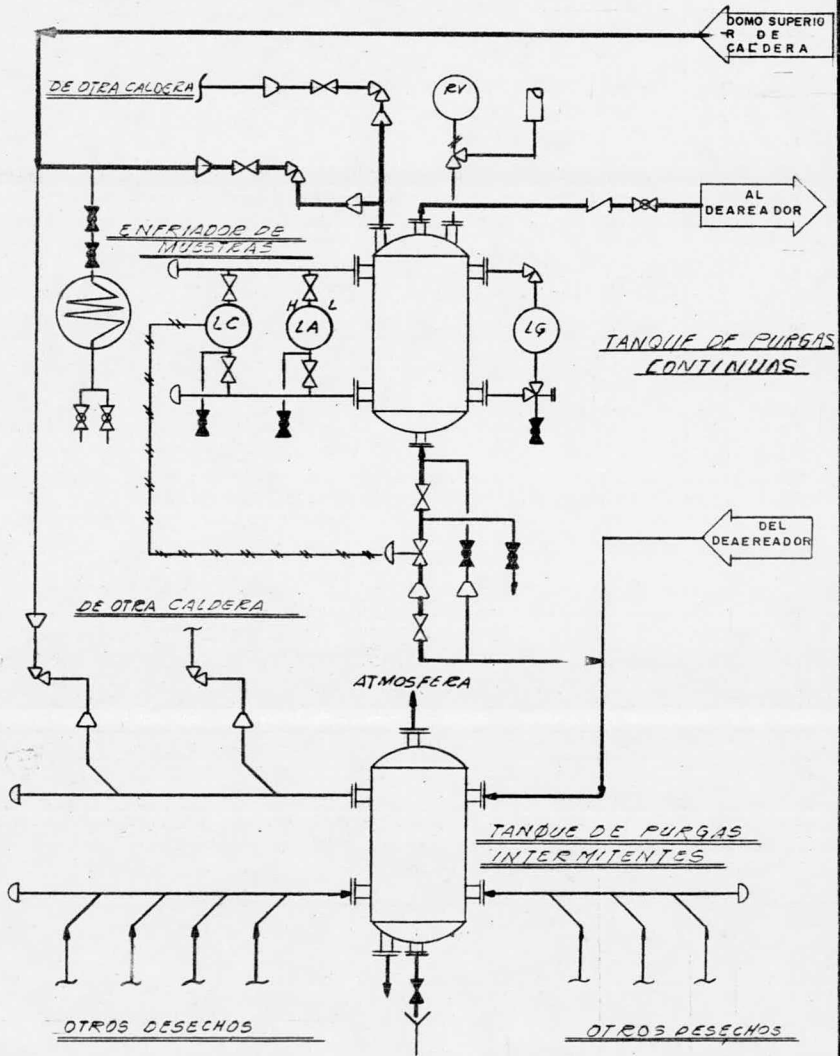
DATOS DE PROCESO	
CAPACIDAD (GAL): NCM. <u>100</u>	OPERACION <u>40 (1'-6")</u>
PRODUCTO <u>PURGAS</u>	DENSIDAD <u>59.8 lb/ft<sup>3</sup></u>
PRES. OP. CUERPO <u>0</u>	PSIG
TEMP. OP. CUERPO <u>212</u>	°F
CONSTRUCCION	
TIPO <u>VERTICAL</u>	
DIAMETRO <u>2'-0"</u>	FT.-IN. LONG. <u>4'-0"</u> FT.-IN.
TIPO DE TAPAS SUPERIOR <u>TORRESFERIA</u>	INFERIOR <u>TORRESFERIA</u>
ESPORES (IN.) CUERPO <u>5/16"</u>	TAPAS <u>5/16"</u>
SOPORTES <u>PATAS (4) DE ANGULO</u>	
MATERIALES	
CUERPO <u>SA-285-C</u>	
TAPAS <u>SA-285-C</u>	
PARTES INTERNAS <u>A-285-C</u>	PARTES EXTERNAS <u>---</u>
TUBERIA INTERIOR <u>A-106-B</u>	CUELLO DE BOQUILLAS <u>A-106-B</u>
EMPAQUES <u>ASBESTOS COMP.</u>	BRIDAS <u>A-181-2</u>
ESCALERA <u>NO</u>	ANILLO DE RFZO. <u>---</u>
SOPORTE <u>A-36</u>	TONILLOS/TUERCAS <u>A-194-2H</u>

DATOS DE DISEÑO MECANICO	
CODIGOS <u>CODIGO ASME SEC VIII DIV. 1</u>	
RADIOGRAFIA <u>CUERPO PIPUNTA</u>	EFICIENCIA DE JUNTAS <u>85% 100%</u>
PRUEBA HIDROSTATICA: CUERPO <u>CCNO DE AGUA</u>	
PRES. DIS.: CUERPO <u>0</u>	PSIG.
TEMP. DIS.: CUERPO <u>300</u>	°F
CORROSION PERMISIBLE: INT. <u>0.125"</u>	EXT. <u>---</u>
FABRICACION: SOLDADA <u>SI</u>	OTRAS <u>---</u>
CARGA DE VIENTO <u>125 MPH</u>	COEF. SISMICO <u>0.2</u>
PESO VACIO <u>1125 lb</u>	PESO OPERACION <u>4220</u>
PINTURA <u>PRIMER</u>	PREP. SUPERFICIE <u>ARENA COM.</u>
RECUBRIMIENTO <u>NO</u>	
AISLAMIENTO <u>SI</u>	SOPORTES DE AISL. <u>SI</u>

TABLA DE BOQUILLAS					
IDENT.	NO.	DIAM.	CLAS. Y CARA	TIPO	SERVICIO
A	1	6"	150 # RF	WN	VENTEO
B	1	3"	150 # RF	WN	ENTRADA
C	1	4"	150 # RF	WN	DRENAJE
D	1	1 1/2"	150 # RF	WN	SAIDA



T-310  
057-76



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE QUIMICA

TIPICO DE TANQUES DE PURGAS -  
 CONTINUAS E INTERMITENTES.

ESQUEMA. N° VI-5 // 7/5/55



## TANQUE DE CONDENSADOS

El tanque de condensados también es un tanque auto- evaporador, sin embargo, su capacidad y sus dimensiones no dependen absolutamente de la cantidad de vapor que se obtiene en el tanque, sino que se toma en cuenta además, que sirve como un almacenamiento para coleccionar todos los condensados que pudieran contenerse en las tuberías, en el caso de un paro de la planta.

Para calcular la capacidad consideraremos un tiempo de residencia de una hora en base al flujo que recibe y que según el diagrama de flujo (esquema V.2), es de 6,700 Lb/Hr.

Considerando que la densidad de los condensados de retorno a 365 °F es de 55 Lb/Ft<sup>3</sup>, se procede al cálculo del volumen del tanque:

$$\text{Volumen} = 6700 \times 1/55 = 121.8 \text{ Ft}^3$$

Cálculo de las dimensiones:

Tanque horizontal:

Fórmula:

$$\text{Volumen} = D^2 L/4$$

$$\text{Considerando: } L/D = 2.5$$

Substituyendo y despejando:

$$D = 3.985 \text{ pies}$$

$$L = 9.899 \text{ pies}$$

Redondeando los valores se obtiene:

Diámetro = 4'-0"  
Longitud = 10'-0"  
Volumen = 940 Gal (cuerpo)  
Volumen = 90 Gal (2 tapas)  
Volumen = 1010 Gal (total)

Cabe indicar que, para fines de operación, el tanque debe estar interconectado con el tanque de agua tratada, el cual dispone de mayor capacidad de almacenamiento y que, por lo tanto, puede absorber cualquier excedente que pudiera presentarse en el tanque de condensado. Esto implica que el tanque debe tener un controlador de nivel que detecte y corrija cualquier variación en el nivel del tanque. Es decir, al haber un alto nivel la válvula de control abrirá para desalojar el condensado y enviarlo al tanque de agua tratada.

TANQUE DE CONDENSADOS.

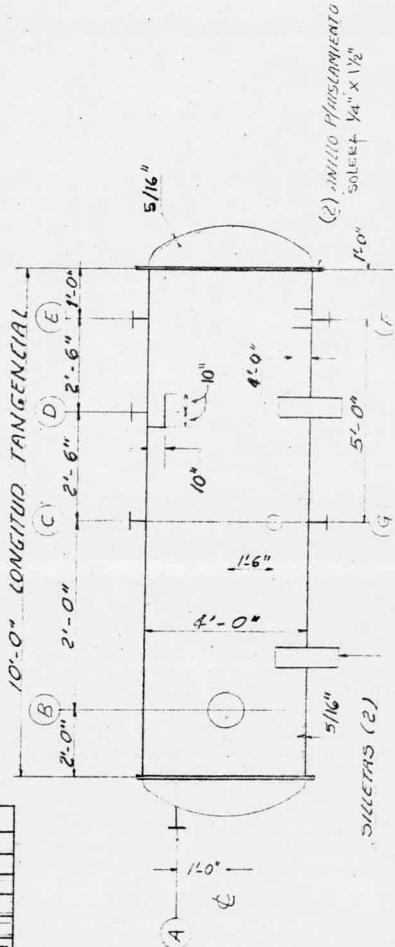
DATOS DE PROCESO	
CAPACIDAD (GAL): NOM. <u>1015</u>	OPERACION <u>500 (2'-0")</u>
PRODUCTO <u>CONDENSADOS</u>	DENSIDAD <u>58.8 LB/FT<sup>3</sup></u>
PRES. OP. CUERPO <u>15</u>	PSIG
TEMP. OP. CUERPO <u>250</u>	°F

CONSTRUCCION	
TIPO <u>HORIZONTAL</u>	
DIAMETRO <u>4'-0"</u>	FT.-IN. LONG. <u>10'-0"</u>
TIPO DE TAPAS SUPERIOR <u>TORIENTE R/LG</u>	INFERIOR <u>TORIENTE R/LG</u>
ESPORES (IN.) CUERPO <u>5/16"</u>	TAPAS <u>5/16"</u>
SOPORTES <u>SILLETAS</u>	

MATERIALES	
CUERPO <u>SA-285-C</u>	
TAPAS <u>SA-285-C</u>	
PARTES INTERNAS <u>SA-285-C</u>	PARTES EXTERNAS <u>—</u>
TUBERIA INTERIOR <u>—</u>	CUELLO DE BOQUILLAS <u>A-106B</u>
EMPAQUERA <u>ASBESTOS COMP.</u>	BRIDAS <u>A-181-I</u>
ESCALERA <u>NO</u>	ANILLO DE RFZD. <u>—</u>
SOPORTE <u>SA-283-C</u>	TONILLOS/TUERCAS <u>A-194-2H</u>

DATOS DE DISEÑO MECANICO	
CODIGOS <u>CODIGO ASME SEC. VIII DIV. 1</u>	
RADIOGRAFIA <u>CUERPO POR PUNTO</u>	EFICIENCIA DE JUNTAS <u>85% W2</u>
PRUEBA HIDROSTATICA: CUERPO <u>75 PSIG</u>	
PRES. DIS.: CUERPO <u>50</u>	PSIG
TEMP. DIS.: CUERPO <u>350</u>	°F
CORROSION PERMISIBLE: INT. <u>0.125"</u>	EXT. <u>—</u>
FABRICACION: SOLDADA <u>SI</u>	OTRAS <u>—</u>
CARGA DE VIENTO <u>125 MPH</u>	COEF. SISMICO <u>0.2</u>
PESO VACIO <u>2290 LB.</u>	PESO OPERACION <u>10,980 LB.</u>
PINTURA <u>PRIMER</u>	PREP. SUPERFICIE <u>ARENA COM.</u>
RECUBRIMIENTO <u>NO</u>	
AISLAMIENTO <u>SI</u>	SOPORTES DE AISL. <u>SI</u>

TABLA DE BOQUILLAS				
IDENT. NO.	DIAM.	CLAS. Y CARA	TIPO	SERVICIO
A	4"	150# RF	WN	ENTRADA
B	18" DI	150# RF	50	ACCESO MAND
C	1 1/2"	150# RF	WN	LG Y LG
D	2"	150# RF	WN	SALIDA VAPOR
E	1 1/2"	150# RF	WN	VENTEO
F	2"	150# RF	WN	SALIDA LIQUIDO
G	2"	150# RF	WN	DRENAJE



76513  
OCT-76

## TANQUE DE AGUA TRATADA

Cuando el área de tratamiento de agua para las calderas se localiza cercana al área de calderas (como es nuestro caso), es recomendable aprovechar el mismo tanque receptor de agua tratada para la recepción de los condensados de retorno. La ventaja de hacer esto es que se evita la duplicidad tanto de tanques como de bombas e instrumentos.

Desde luego, en operación normal, como lo muestra el diagrama de flujo de vapor, todos los condensados de retorno van directo al deaerador, sin embargo, puede presentarse un desequilibrio en la demanda de vapor o en el retorno de los condensados, provocados por fugas en tuberías, aumento en la capacidad de producción, etc., y en cuyos casos el deaerador rechazará los condensados porque su capacidad de almacenamiento es muy pequeña (10 minutos) y de nuevo el tanque de agua tratada tendrá que recibirlos.

Es por esto que dimensionaremos el tanque para un turno de 8 horas en base al total de los flujos que recibe o lo que es lo mismo, en base al flujo total que recibe el deaerador en operación, es decir: 161,074.5 Lb/Hr.

La densidad del líquido en el tanque a 77°F es de --

62.25 lb/Ft<sup>3</sup>.

Volumen:  $D^2L/4$

$$161,074.5 \times 8/62.25 = 20,700 \text{ Ft}^3$$

Cálculo de las dimensiones:

Tanque vertical tipo API

Fórmula:

Volumen:

$$\text{Relación} = 1.6$$

Substituyendo y despejando:

$$D = 25.44 \text{ Ft}$$

$$L = 40.71 \text{ Ft}$$

Redondeando los valores se obtiene:

$$\text{Diámetro} = 25' - 0''$$

$$\text{Altura} = 40' - 0''$$

$$\text{Volumen} = 146,870 \text{ Gal}$$

Se hace la aclaración de que, en otras circunstancias, un tanque de agua tratada se calcula para 8 horas, pero considerando el flujo de agua tratada, exclusivamente. - En nuestro caso vendría siendo un tanque (30,024 Gal) cinco veces menor al especificado.

TANQUE DE ALMACEN DE AGUA TRATADA.

DATOS DE PROCESO	
CAPACIDAD (GAL.): NCM	140870 OPERACION 135850
PRODUCTO	AGUA TRATADA DENSIDAD 61.4 LB/FT <sup>3</sup>
PRES. OP. CUERPO	0 PSIG
TEMP. CP. CUERPO	77 °F
CONSTRUCCION	
TIPO	VERTICAL
DIAMETRO	25'-0" FT.-IN. LONG. 40'-0" FT.-IN.
TIPO DE TAPAS SUPERIOR	ABOMBADA INFERIOR PLANA
ESPORES (IN.) CUERPO	1/4" TAPAS 1/4" Y 5/16"
SOPORTES	SOBRE CIMENTACION
MATERIALES	
CUERPO	SA-283-C
TAPAS	SA-283-C
PARTES INTERNAS	---
PARTES EXTERNAS	---
TUBERIA INTERIOR	---
CUELLO DE BOQUILLAS	A-106-B
EMPAQUES	ASBESTOS COMP BRIDAS A-181-1
ESCALERA	SI
ANILLO DE RFZO.	---
SOPORTE	NO
TONILLOS/TUERCA	A-194-2H

DATOS DE DISEÑO MECANICO	
CODIGOS	CODIGO API 650
RADIOGRAFIA	POP PUNTOS EFICIENCIA DE JUNTAS 85%
PRUEBA HIDROSTATICA: CUERPO	LLENO DE AGUA
PRES. DIS.: CUERPO	0 PSIG.
TEMP. DIS.: CUERPO	127 °F
CORROSION PERMISIBLE: INT.	1/16" EXT.
FABRICACION: SOLDADA	SI OTRAS
CARGA DE VIENTO	125 MPH COEF. SISMICO 0.2
PESO VACIO	54,900 LB. PESO OPERACION 1,281,100
PINTURA	PRIMER PREP SUPERFICIE ARENA COM.
RECUBRIMIENTO	RESINA EPOXY
ACLAMIENTOS	NO SOPORTES DE AISL. NO

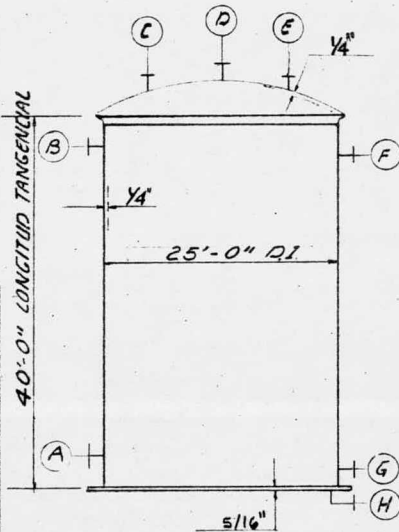
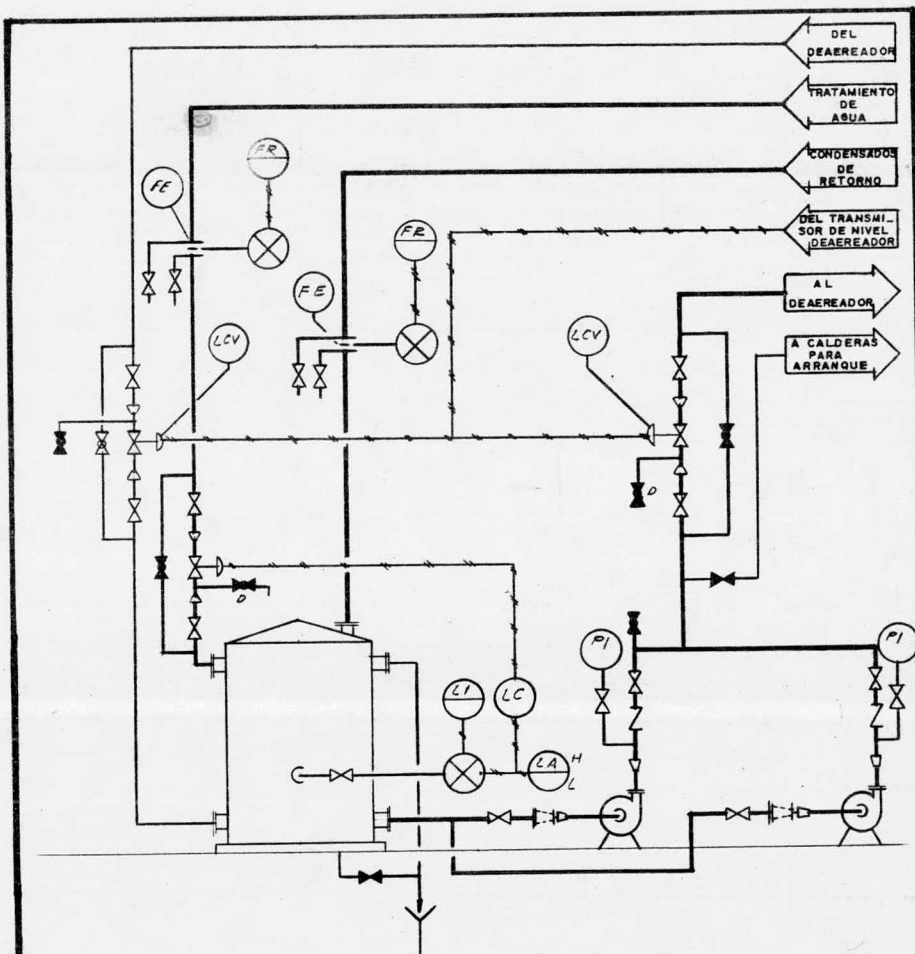


TABLA DE BOQUILLAS				
IDEN. NO.	DIAM.	CLAS. Y CARA	TIPO	SERVICIO
A	24"	---	API-650	ENTRADA HOMBRE
B	10"	150# RF	50	DERRAME
C	20"	---	API-650	ENTRADA HOMBRE
D	3"	150# RF	30	VENTEO
E	8"	150# RF	30	ENTRADA
F	8"	150# RF	30	INDICADOR NIVEL
G	10"	150# RF	30	SALIDA
H	4"	150# RF	30	DRENAJE

TES13  
OCT.-76



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE QUIMICA  
 TIPOICO DE ALMACENAMIENTO Y BOMBEO  
 DE CONDENSADOS AL DEAREADOR.  
 ESQUEMA. N° VI-4 TESIS

## VII.7 ESTACION ACONDICIONADORA DE VAPOR

En el sistema de vapor que estamos tratando se requieren dos estaciones acondicionadoras de vapor. Una de 15 PSIG, que se encargará de reducir y saturar a 15 PSIG un vapor de 150 PSIG y que se destinará exclusivamente al deaerador para la eliminación de los gases incondensables del agua.

La otra, es de 150 PSIG, y se encargará de reducir y saturar a 150 PSIG un vapor de 250 PSIG de presión y cuyo servicio consistirá en rellenar el cabezal de 150 # cuando las turbinas de contrapresión estuvieran fuera de servicios.

### CAPACIDAD DE ACONDICIONAMIENTO

#### SATURACION A 15 PSIG

La capacidad normal de saturación de la estación acondicionadora es de 18,898 Lb/Hr, de acuerdo al balance de vapor realizado en el capítulo V.

Como se sabe que estos equipos pueden operar dentro de un rango muy amplio de capacidad sin que esto merme su eficiencia en la operación, podemos especificar una capacidad de diseño para esta estación, de un 25% de flujo excedente sobre la normal, es decir, 23,600 Lb/Hr.



Nótese en este caso que el 25% considerado es un excedente mayor que el considerado para la capacidad de diseño de las calderas. Además, el vapor que se satura está destinado exclusivamente al deaerador por lo que no existe la posibilidad de una demanda impredecible de vapor.

#### SATURACION A 150 PSIG

Según el diagrama de flujo V.2, la capacidad normal de esta estación acondicionadora, es de 34,587 Lb/Hr. Sin embargo, para definir la capacidad de diseño se debe tomar en cuenta que este vapor está destinado a muchos servicios, por lo que el flujo puede fluctuar considerablemente por cualquier circunstancia en el proceso.

Se debe considerar, para la capacidad de diseño, un excedente de 50% sobre la capacidad normal, es decir, 51,880 Lb/Hr de vapor sobrecalentado.

Los casos impredecibles en que puede presentarse la demanda máxima es justamente en el arranque de la planta, pues es cuando todas las tuberías y los equipos de proceso están frías y consumen más vapor; y además, es cuando también las turbinas de contrapresión aún no se ponen en operación para poder extraerles el vapor reducido de 150 PSIG que el balance considera como un flujo normal.

## ESPECIFICACION DE UNA

### UNIDAD ACONDICIONADORA DE VAPOR

#### I. GENERAL

Esta especificación cubre los requerimientos de una Unidad acondicionadora de vapor.

Junto con el saturador se deberá suministrar la válvula reductora de presión, válvula de control de agua de saturación con posicionador, válvula de control de vapor de atomización, todos los instrumentos y accesorios necesarios para el buen funcionamiento del equipo.

La temperatura de salida del vapor deberá estar tan cerca de la saturación como sea económicamente posible.

#### II. CONDICIONES DE DISEÑO

A La unidad acondicionadora de vapor deberá ser diseñada para una operación continua considerando los siguientes flujos de vapor sobrecalentado:

Normal	34,587	Lb/Hr
Diseño	51,880	Lb/Hr

B La unidad acondicionadora de vapor deberá controlar simultáneamente presión y temperatura bajo las siguientes condiciones normales de operación.

#### ENTRADA

Presión del vapor	<u>250</u>	Psig.
Temperatura del vapor	<u>500</u>	°F
Consumo de agua	<u>3,474</u>	Lb/Hr

Presión del agua 230 Psig.  
 Temperatura del agua 245 °F  
 Consumo del vapor  
 de atomización \_\_\_\_\_ Lb/Hr

### SALIDA

Presión del vapor 155 Psig.  
 Temperatura del vapor 400 °F

### III. CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION

Material del cuerpo Acero al Carbón.

Material de internos Acero al Carbón.

<u>Boquillas</u>	<u>Diámetro</u>	<u>Clase y cara</u>	<u>Tipo</u>
Vapor sobrecalentado	<u>8"</u>	<u>150# RF</u>	<u>W.N.</u>
Vapor saturado	<u>10"</u>	<u>150# RF</u>	<u>W.N.</u>
Agua de saturación	<u>1"</u>	<u>150# RF</u>	<u>W.N.</u>
Vapor de atomización	<u>3/4"</u>	<u>150# RF</u>	<u>W.N.</u>

ESPECIFICACION DE UNA  
UNIDAD ACONDICIONADORA DE VAPOR

I. GENERAL

Esta especificación cubre los requerimientos de una Unidad acondicionadora de vapor.

Junto con el saturador se deberá suministrar la válvula reductora de presión, válvula de control de agua de saturación con posicionador, válvula de control de vapor de atomización, todos los instrumentos y accesorios necesarios para el buen funcionamiento del equipo.

La temperatura de salida del vapor deberá estar tan cerca de la saturación como sea económicamente posible.

II. CONDICIONES DE DISEÑO

- A La unidad acondicionadora de vapor deberá ser diseñada para una operación continua considerando los siguientes flujos de vapor sobrecalentado:

Normal	18,898 Lb/Hr
Diseño	23,600 Lb/Hr

- B La unidad acondicionadora de vapor deberá controlar simultáneamente presión y temperatura bajo las siguientes condiciones normales de operación.

ENTRADA

Presión del vapor	<u>15</u>	Psig.
Temperatura del vapor	<u>350</u>	°F
Consumo de agua	<u>600</u>	Lb/Hr

Presión del agua	<u>230</u>	Psig.
Temperatura del agua	<u>245</u>	°F
Consumo del vapor de atomización	<u>          </u>	Lb/Hr

SALIDA

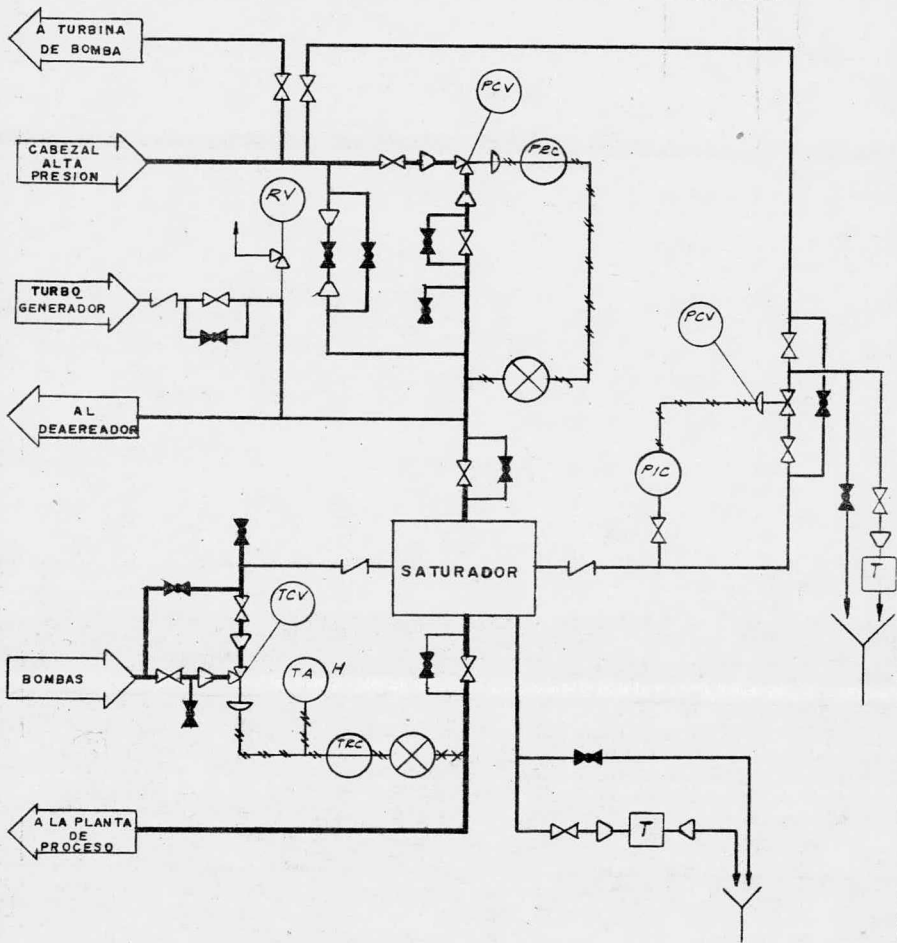
Presión del vapor	<u>155</u>	Psig
Temperatura del vapor	<u>400</u>	°F

III. CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCION.

Material del cuerpo Acero al carbón

Material de internos Acero al carbón

<u>Boquillas</u>	<u>Diámetro</u>	<u>Clase y cara</u>	<u>Tipo</u>
Vapor sobrecalentado	<u>6"</u>	<u>150# RF</u>	<u>W.N.</u>
Vapor saturado	<u>8"</u>	<u>150# RF</u>	<u>W.N.</u>
Agua de saturación	<u>3/4"</u>	<u>150# RF</u>	<u>W.N.</u>
Vapor de atomización	<u>1/2"</u>	<u>150# RF</u>	<u>W.N.</u>



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE QUIMICA  
 TIPO DE UNA ESTACION ACONDICIONADORA DE VAPOR.  
 ESQUEMA. N° VI-6

## C O N C L U S I O N E S

En general se puede decir que un sistema de generación y distribución de vapor, para una planta industrial, es un complejo termomecánico que requiere tiempo y dedicación para llegarse a comprender, tanto en su fase de diseño como en su fase operacional.

La pretensión al iniciar este trabajo era exponer, de una manera sencilla, un procedimiento a seguir en el diseño de un sistema de vapor. Y, creo poder decir, que los capítulos precedentes han cumplido con su cometido y son tan confiables que pueden ser consultados o referidos para la resolución de los problemas que a menudo se presentan en el trabajo profesional.

Es evidente que el balance de vapor resuelto en el capítulo quinto ha servido de base para determinar la capacidad de diseño del sistema y de cada uno de los equipos que lo integran.

Resulta también imperante señalar que, una vez selec

cionados los fabricantes de los equipos involucrados, se recurre a la actualización del diagrama de flujo, a sabiéndose que por ningún motivo, los nuevos valores que arroje el balance deberán estar fuera del valor considerado como de diseño.

Por último, puede asegurarse que el método aplicado en este estudio, es susceptible de ser utilizado, con ligeras modificaciones, para cualquier otro tipo de planta industrial que requiera una optimización en sus servicios de vapor.

Particularmente debo decir que aún cuando la energía nuclear viene acelerando su desarrollo, tardará mucho tiempo todavía para que llegue a desplazar las estaciones centrales de vapor con sus enormes calderas y turbinas, que hasta hoy siguen siendo lo más importante cuando se trata de generar vapor y energía.



# NOMENCLATURAS

A.C.	Acero al carbón
A.I.	Acero inoxidable
A.P.I.	Instituto Americano del Petróleo
A.S.A.	Asociación Americana de Estándares
A.S.M.E.	Sociedad Americana de Ingenieros Mecá <i>ni</i> cos
A.S.T.M.	Sociedad Americana de Materiales y Prue <i>ba</i> bas
f	Eficiencia mecánica
°F	Temperatura, grados Fahrenheit
G.P.M.	Galones por minuto
H	Entalpia, BTU por libras
"Hg	Presión, pulgadas de mercurio
HP	Potencia, Caballos de fuerza
lt	Volumen, litros
M.P.H.	Velocidad, millas por hora
N.P.S.H.	Presión neta de succión
Pa	Presión atmosférica, PSIA
Pv	Presión de vapor, PSIA
PSIG	Presión manométrica

PSNM	Presión sobre el nivel del mar
RF	Brida, cara realzada
RPM	Revoluciones por minuto
W	Flujo de agua o condensados
X	Vapor a 250 PSIG
Y	Vapor a 150 PSIG
Z	Vapor a 15 PSIG
#	Presión, libras por pulgadas al cuadra- do
	Color latente de vaporización, BTU por- libras

# BIBLIOGRAFIA

Steam Balance: A New Exact Method

John B. Slack

Hydrocarbon Processing

March 1969, Vol. 48

User Guide to Steam Turbines

John F. Farrow

Hydrocarbon Processing

March 1971

How to Estimate the Size and Cost of Mechanical

Drive Steam Turbines

Hydrocarbon Processing

October 1967, Vol. 46

How to Select Package Boilers

Milton A. Buffington

Chemical Engineering

October 27, 1975

Hidraulic Institute Standards

For Centrifugal, Rotary and Reciprocating Pumps

Bombas, Su Selección y Aplicación

Tyler G. Hicks

Steam Tables

Keenan, Keyes, Hill, Moore

John Wiley and Sons, Inc. 1969

Chemical Engineers Handbook

Perry, John H.

McGraw Hill Book Company Inc.

Applied Process Design for Chemical  
and Petrochemical Plants

Ernest E. Ludwig Vol. I

Gulf Publishing Company

Calentamiento del Agua de Alimentación  
a la Caldera  
Armando Cobos Gutiérrez  
Tesis, 1970 U.N.A.M.

Balance General del Sistema de Vapor  
para un Ingenio Azucarero  
Manuel Arturo Sánchez Granillo  
Tesis, 1973 U.N.A.M.

Revistas y Catálogos de  
Fabricantes Varios

## INDICE GENERAL

	Página
INTRODUCCION	1
GENERALIDADES	4
CAPITULO I	
DESCRIPCION DEL SISTEMA	8
CAPITULO II	
GENERALIDADES SOBRE LOS EQUIPOS QUE LO INTEGRAN	14
II.1 Caldera	14
II.2 Bombas	20
II.3 Turbinas de vapor	26
II.4 Deaerador	30
II.5 Tanques de autoevaporación	36
II.6 Acondicionadores de vapor	41
CAPITULO III	
BASES DE DISEÑO	44
III.1 El vapor y sus aplicaciones	45
III.2 Niveles de presión	46
III.3 Condiciones del vapor para cál culos y especificaciones	53
CAPITULO IV	
CALCULOS DE LA DEMANDA DE VAPOR	59
IV.1 Demanda de vapor en proceso	60
IV.2 Demanda de vapor en planta ge- neradora de corriente eléctri- ca	61
IV.3 Demanda de vapor en servicios	66

	Página
IV.4 Autoevaporación de condensados	71
IV.5 Resumen de resultados	73
CAPITULO V	
BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA	74
V.1 Diagrama de flujo preliminar	75
V.2 Balance de materia y energía	75
V.3 Diagrama de flujo	91
CAPITULO VI	
ESPECIFICACION DE EQUIPOS	92
VI.1 Consideraciones generales de - diseño	93
VI.2 Calderas	94
VI.3 Deaerador	100
VI.4 Bombas	107
VI.5 Turbinas de vapor	111
VI.6 Tanques de autoevaporación	112
VI.7 Estación acondicionadora de va por	124
CONCLUSIONES	131
NOMENCLATURAS	133
BIBLIOGRAFIA	135

IMPRESO EN  
EDITORIAL JUAREZ  
Ciprés 134-1  
Tel. 547-70-21