



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

Facultad de Química

**ANALISIS DE CRITERIOS HEURISTICOS
DE DISEÑO PARA EQUIPOS DE PROCESO**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :
INGENIERA QUIMICA
P R E S E N T A :**

CLAUDIA GABRIELA LOPEZ FLORES

México, D. F.

1996

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Jurado asignado:

Presidente Prof. ERNESTO RIOS MONTERO
Vocal: Prof. ALEJANDRO ANAYA DURAND
Secretario: Prof. JORGE TRINIDAD MARTINEZ MONTES
1er. suplente: Prof. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ
2do. suplente: Prof. JOSE AGUSTIN TEXTA MENA

Sitio donde se desarrolló el tema:

**Biblioteca y Hemeroteca de la Facultad Química
UNAM.**

Biblioteca del Instituto Mexicano del Petróleo

Biblioteca de Pemex

Asesor del Tema:


Prof. ALEJANDRO ANAYA DURAND

Sustentante:


CLAUDIA GABRIELA LOPEZ FLORES

*A mi Mary y Alberto, mis Padres,
A mis Abuelitos Genoveva y Manuel,
A mis Hermanas Mónica, Karla y Paola,
A Ceci y Huitzi.*

AGRADECIMIENTOS

A la U.N.A.M.

Al Ing. Anaya

A Carlos.

A mis amigos y compañeros.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
---------------------	----------

CAPITULO I CRITERIOS HEURÍSTICOS.

GENERALIDADES.	5
CONOCIMIENTOS BASADOS EN HECHOS.	6
HEURÍSTICA.	7
CONCEPTOS.	7
PROCESO DE LA INVESTIGACIÓN HEURÍSTICA.	8
CRITERIOS HEURÍSTICOS.	11
Concepto.	13
Los Criterios Heurísticos en la Ingeniería Química.	13
Recomendaciones para usar los Criterios Heurísticos.	14
Posibles riesgos al utilizar Criterios Heurísticos.	15
Relación de Criterios Heurísticos con Optimización a través del Software.	16

CAPITULO II CRITERIOS HEURÍSTICOS PARA FLUJO DE FLUIDOS.

LÍNEAS DE TUBERÍAS	
Dimensionamiento.	19
Caída de Presión Óptima.	22
Frecuencia de Válvulas y Accesorios.	23
BOMBAS.	
Trabajo Teórico	25
Criterios de Selección.	26
Bombas Centrifugas	26
VENTILADORES.	27
SOPLADORES Y COMPRESORES	
Compresor de Pistón o de Movimiento Alternativo.	28
Compresor Centrifugo y Axial .	28
Compresor y Soplador Rotatorio.	31
Selección del Tipo de Compresor	31
EYECTORES.	32
BOMBAS DE VACÍO.	32

CAPITULO III CRITERIOS HEURÍSTICOS PARA TRANSFERENCIA DE CALOR.

Diseño Térmico de Equipos de Transferencia de Calor.	35
Guía para Seleccionar Intercambiadores de Calor.	36
Caldas de Presión.	38
Coefficientes de Transferencia de Calor	41
Resistencia de Fluidos.	42
Coefficiente Total de Calor en Aplicaciones Típicas de Petroquímica.	42
Coefficiente Total de Transferencia de Calor U (aproximados).	44
INTERCAMBIADORES DE CORAZA Y TUBO.	
Condiciones de Operación	46
Diseño Estandarizado.	47
ENFRIADORES CON AIRE.	48
CONDENSADORES.	49
REHERVIDORES.	49

CAPITULO IV CRITERIOS HEURÍSTICOS PARA PROCESOS DE SEPARACIÓN.

DESTILACIÓN.	51
Selección de Parámetros de Operación	52
Cálculos con Métodos Cortos.	54
Diámetro y Altura.	56
Vertederos y Bajantes.	57
Columnas de Platos.	59
Columnas Empacadas.	60
Secuencia de Separación (Reglas de King).	61
ABSORCIÓN.	61
EXTRACCIÓN LIQUIDO - LIQUIDO.	62
SEPARADORES.	64
Separadores Líquido - Vapor.	64
Diámetro del Separador Vertical.	64

Procedimiento Estandarizado para el Diseño de Separador Vertical.	65
Separador Horizontal.	66
Procedimiento Estandarizado para el Diseño de Separador Horizontal.	67
Valores de k Basados en Relaciones de Flujo Líquido - Vapor. (Con Eliminadores de Niebla).	68
Valores de k Basados en la Altura del Separador. (Con Eliminadores de Niebla).	69
Tiempos de Residencia para Líquidos.	69
Separadores Líquido - Líquido.	70
GUÍA DE PURIFICACIÓN GENERAL	71
TORRES DE ENFRIAMIENTO.	72

CAPITULO V ANÁLISIS Y ACTUALIZACIÓN DEL DIÁMETRO OPTIMO.

Análisis y Actualización del Diámetro Optimo.	75
Metodología.	78
Diámetro Optimo Económico para agua en Tuberías de Acero al Carbón y Acero Inoxidable.	79
Velocidad Recomendada de acuerdo al Diámetro Optimo Económico para Fluidos con Diferentes Densidades.	84
Resultados Obtenidos.	86
Conclusiones y recomendaciones.	88

CAPITULO VI ANÁLISIS Y ACTUALIZACIÓN DE VELOCIDAD DE FLUJO EN CAMBIADORES DE CALOR Y TEMPERATURA OPTIMA DE SALIDA EN ENFRIADORES DE PROCESO

Influencia de la Velocidad de Flujo en Cambiadores de Calor.	90
Metodología.	92
Optimización de Masa Velocidades en Cambiadores de Calor de Acero al Carbón.	94
Optimización de Masa Velocidades en Cambiadores de Calor de Admiralty.	95
Resultados Obtenidos.	95

Criterios de Temperatura Optima de Salida del Agua en Enfriadores de Proceso.	97
Temperatura Optima de Retorno de Agua a la torre de Enfriamiento.	98
Efecto de la Diferencia de Temperaturas sobre la Masa Velocidad Optima Agua en Cambiadores de Calor de Acero al Carbón a Costos de 1995.	99
Masa Velocidades Recomendadas Actualizadas a 1995, para Cambiadores de Calor de Acero al Carbón.	99
Resultados Obtenidos.	100
Conclusiones y recomendaciones.	101

CAPITULO VII ANÁLISIS Y ACTUALIZACIÓN DE LA RELACIÓN DE REFLUJO EN UNA TORRE DE DESTILACIÓN.

Influencia de la Relación de Reflujo en una Torre de Destilación.	104
Metodología.	107
Reflujo Optimo Económico para Combustoleo.	109
Reflujo Optimo Económico para Gas Natural.	111
Resultados Obtenidos.	113
Conclusiones y recomendaciones.	114

CONCLUSIONES	115
---------------------	------------

BIBLIOGRAFÍA	117
---------------------	------------

INTRODUCCIÓN

El objetivo de este trabajo es proporcionar una recopilación de los Criterios Heurísticos disponibles de equipos típicos de proceso en las áreas de Flujo de Fluidos, Flujo de Calor y Procesos de Separación, así como, la revisión de los principales Criterios Heurísticos, basados en criterios económicos, con la finalidad de verificar su validez y de ser necesario, actualizarlos.

Se realizó una búsqueda exhaustiva en literatura propia del área disponible (libros, revistas y tesis), ésta proporcionó un aspecto general del origen y uso de los Criterios Heurísticos, así como, una recopilación de los mismos en las áreas mencionadas. Los resultados se encuentran resumidos en los siguientes capítulos:

- Capítulo I Criterios Heurísticos.
- Capítulo II Criterios Heurísticos para Flujo de Fluidos.
- Capítulo III Criterios Heurísticos para Flujo de Calor.
- Capítulo IV Criterios Heurísticos para Procesos de Separación.

Los Criterios Heurísticos casi siempre sustituyen criterios económicos y deben revisarse por los cambios en inflación y costos de energía que se producen al paso del tiempo.

Lo más importante para evaluar un Criterio Heurístico es detectar y saber a fondo cuales son los factores que los determinaron; en esta forma puede anticiparse la actualización en su oportunidad y darles lineamientos para que dependiendo de los costos totales (fijos y de operación) se renueven en el futuro, ya que al sustituirse los factores económicos actuales algunos criterios pueden ser obsoletos y otros sufrir solo modificaciones. La actualización se realizó tomando en cuenta los cambios inflacionarios y costos de energía eléctrica y costo de combustible en México como se puede apreciar en los capítulos:

- Capítulo V. Análisis y Actualización del Diámetro Óptimo en Tuberías.
- Capítulo VI. Análisis y Actualización de:
Velocidad de Flujo en Cambiadores de Calor y
Temperatura Óptima de Salida del Agua en Enfriadores de
Proceso.

- Capítulo VII. Análisis y Actualización de la Relación de Reflujo en una Torre de Destilación

Al establecer las bases de los criterios Heurísticos, en el futuro un Ingeniero y en especial un Ingeniero sin mucha experiencia podrá determinar si utiliza el criterio o lo desecha, o bien podrá actualizarlo y adaptarlo a una necesidad específica del proyecto en cuestión.

En algunos casos existen dos o mas criterios heurísticos que pueden llegar a contraponerse para una misma cuestión y no existe otra referencia que nos ayude a resolverla por lo que se tiene que escoger uno de los criterios, al conocer las bases conceptuales se facilitará esta elección, ya que se podrá valorar que criterio es el más cercano a la cuestión que se presenta en ese momento.

Estos Criterios Heurísticos evitarán cálculos rigurosos, en caso de no ser necesarios, determinando rápidamente cuales son las variables de diseño sin tener que llegar a la optimización cuando esta no es necesaria.

Aún que con el uso de las computadoras pueden efectuarse análisis rigurosos de manera mas rápida, algunas veces, no se justifican estos al relacionarse con el equipo disponible y se utilizarán los Criterios Heurísticos aún después de haberse realizado éste.

Al conocer las bases conceptuales de los Criterios Heurísticos se mejorará el diseño porque su elección se realizará de mejor manera al tomar en cuenta los factores que se involucraron.

CAPITULO I
CRITERIOS HEURÍSTICOS

GENERALIDADES

El hombre siempre ha dedicado mucho trabajo al desarrollo de dispositivos y estructuras que hagan más útiles los recursos naturales. Inventando miles de aparatos, máquinas y estructuras que son el resultado de una incesante búsqueda.

En los primeros tiempos, a medida que las diversas ocupaciones iban desarrollándose, aparecieron los expertos dedicados a crear los dispositivos y obras mencionadas. Tales hombres fueron los predecesores del ingeniero de la era moderna, la diferencia más significativa entre aquellos antiguos ingenieros y los de nuestros días, es el conocimiento en que basan sus obras. Los primitivos ingenieros diseñaban puentes, máquinas y otras obras de importancia sobre la base de un conocimiento práctico o empírico, el sentido común, la experimentación y la inventiva personal. El "saber hacer" era una acumulación de experiencias adquiridas principalmente por medio del sistema de aprendizaje, a la cual contribuía cada individuo. En contraste con los ingenieros de nuestros días, los antiguos practicantes carecían casi por completo del conocimiento de la ciencia, lo que es explicable: la ciencia prácticamente no existía.

Todo esto ha cambiado. En el siglo pasado y en lo que va del presente, el conocimiento científico ha florecido con una inmensa acumulación de información. El conocimiento humano de la estructura de la materia, los fenómenos electromagnéticos, los elementos químicos y sus relaciones, las leyes de movimiento, los procesos de transmisión de energía y muchos otros aspectos del mundo físico, ha aumentado enormemente.

Los ingenieros ya existían mucho antes de que hubiera un cuerpo o conjunto significativo de conocimientos científicos, fungían entonces, igual que en la actualidad, como los expertos de la sociedad para la creación de sus más complejas obras: aparatos, máquinas, construcciones y procesos. Posteriormente, el más amplio conocimiento humano del mundo físico produjo un cambio en este campo. La ingeniería de nuestros días se enfrenta esencialmente a los mismos tipos de problemas, pero la ciencia se utiliza ahora en forma amplia en la resolución de tales problemas. Sin embargo la capacidad inventiva, el criterio experimentado y los conocimientos empíricos ayudan mucho todavía a solucionar problemas de ingeniería.

Los ingenieros son especialistas en resolución de problemas; sus orígenes se encuentran en las profundidades de la historia, son ellos quienes finalmente, en forma lógica, han asumido la responsabilidad de aplicar un cierto conjunto de conocimientos científicos. Siempre han estado orientados hacia la resolución de problemas. Su motivo primordial es resolver el problema que se les presente.

El ingeniero tiene un trabajo que realizar y llegará a la solución de un problema mediante experimentación, sentido común, el ingenio, o quizá otros medios si los conocimientos científicos de la época no cubren la situación que se presente. Así pues, la ingeniería no existe solamente para la aplicación de la ciencia, sino para resolver problemas, y en tal acción utiliza los conocimientos científicos disponibles.

CONOCIMIENTOS BASADOS EN HECHOS.

Para crear dispositivos, estructuras y procesos complejos, un ingeniero debe tener un conocimiento fundamental de las leyes del movimiento, de la estructura de la materia, del comportamiento de los fluidos, de la transformación de la energía y de muchos otros fenómenos del mundo físico

Es difícil imaginar una obra de ingeniería que esté basada por completo en los principios científicos. La mayor parte de los diseños se basan en los conocimientos científicos y necesariamente, en la experiencia e inventiva. Durante muchos años, numerosas ideas, prácticas y observaciones, que sin estar fundadas en principios científicos, han demostrado por la experiencia que son buenas y generalmente útiles. Todo este material se ha registrado y perpetuado, constituyendo un acervo de conocimientos empíricos en el que se apoyan extensamente los ingenieros.

A continuación veremos más a fondo como surgen estos conocimientos empíricos a través de la Heurística, así como también nombraremos a estos conocimientos empíricos como Criterios Heurísticos, opiniones acerca de estos, su concepto, como y cuando usarlos además de su relación con la Ingeniería Química.

HEURÍSTICA

Heurística de la raíz griega euristo que significa descubrir o inventar. Esto es el proceso interno de una búsqueda directa, en el cual uno descubre o encuentra la naturaleza y significado de experiencias para desarrollar métodos y procedimientos para la investigación y análisis de éstas. La Heurística esta basada en los descubrimientos y experiencias propias.

La Heurística es una manera de estar informados y de conocer que siempre esta presente en las personas en sus distintas formas: percepción, intuición o como aquel conjunto de conocimientos que representan una invitación a la investigación de fenómenos. La Heurística surge al cuestionarnos acerca de una experiencia ¿Qué aparece?, ¿Qué nos muestra?, ¿Qué significa?; esto es el inicio para conocer mas ampliamente el significado de las mismas.

La Heurística requiere de una evaluación de las experiencias, es un desafío a depender o confiar en los recursos, reuniendo el total alcance de las observaciones, pensamientos e intuiciones; permitiéndonos aceptar como válido todo lo que abra nuevos medios para resolver una pregunta.

CONCEPTOS

La Investigación Heurística es un proceso que comienza con una pregunta o problema, el cual investiga la búsqueda de la respuesta. El Proceso Heurístico es autobiográfico.

La Heurística es el mejor camino de un científico de buscar métodos directos y procesos que nos lleven al descubrimiento, un camino de averiguación propio, para encontrar el significado oculto de las experiencias. Lo mas profundo de la corriente del significado y conocimientos toman lugar dentro del individuo en su conciencia, percepción creencias y juicios. Permanecer en la pregunta es la respuesta.

PROCESOS DE LA INVESTIGACIÓN HEURÍSTICA.

1.- Identificar el problema.

La exploración directa empieza y finaliza el procedimiento de investigación, ya que la investigación propia y directa así como una inmersión en la experiencia activa nos capacita a obtener la pregunta y a iniciar el entendimiento de ésta.

2.- Análisis.

En este punto uno es capaz de encontrar y examinar al fenómeno, fluir con el , descubrir sus múltiples significados. Se describe la experiencia en sus distintos aspectos. En el Análisis uno es capaz de descubrir los componentes y cualidades que representa una experiencia.

La Heurística requiere que uno este abierto, receptivo y atento a todas las facetas de nuestra experiencia del fenómeno junto con la comprensión. La Heurística esta buscando entender el todo y las partes de la experiencia en una organización científica, de manera disciplinada. La Heurística como otras ciencias es una búsqueda para unir las semejanzas ocultas.

Como proceso es una guía para hacer que los conocimientos crezcan fuera de la directa experiencia humana y puedan ser descubiertos y explicados inicialmente por la investigación propia y directa.

3.- Conocimiento Tácito.

Nosotros sabemos más de lo que podemos decir, este es el conocimiento tácito aquel que no podemos ponerle palabras para explicarlo pero sin embargo lo sabemos implícitamente y es el camino a encontrar la respuesta, con él se pueden explicar o entender los diversos fenómenos para posteriormente aplicarlos con la finalidad de obtener resultados semejantes.

4.- Intuición.

Es la unión entre el conocimiento tácito y el implícito. Explica el conocimiento el cual es observable y descrito por la intuición lo que hace posible percibir los factores en su totalidad, facilita la investigación al preguntar acerca del fenómeno, llamando al significado y depende así como también extiende el conocimiento.

5.- Búsqueda.

Para entender algo totalmente se debe de buscar dentro de todos los factores para bosquejar una idea de todo lo posible del fenómeno, textura, hecho y

significado, es un proceso consciente y deliberado, aún si este no es lineal o lógico, se busca en todas las experiencias similares expandiendo el significado y asociando hasta el surgimiento de una base.

6.- Referencia.

Para conocer y entender la naturaleza, significado y esencia de una experiencia, uno depende solamente de la referencia con la persona que tiene, ha tenido, esta teniendo o puede llegar a tener una experiencia similar. Si uno entiende y conoce otra experiencia similar puede explorar y explicar el significado que ésta tiene dentro de su experiencia.

FASES DE LA HEURÍSTICA

1.- Contrato inicial.

Con cada investigación existe un tema o pregunta que representa un interés, una área de investigación. El contrato inicial es descubrir un interés en algo, invitando a la investigación del tema o pregunta.

2.- Inmersión.

Cuando la pregunta esta descubierta y sus términos definidos y claros la inmersión permite estar alerta a todas las posibilidades de significados y el tema comienza a expresarse o hablar acerca de él, la respuesta comienza a surgir.

3.- Incubación.

En esta fase la investigación se orienta en diferentes sentidos, detecta todo lo que se envuelve con la pregunta buscando en todos los significados, en otras palabras los conocimientos están tomando lugar. Se esta alerta de los factores, situaciones, eventos o personas que puedan contribuir a entender el fenómeno. La incubación nos da nuevas perspectivas que revelan cualidades adicionales del fenómeno.

4.- Iluminación.

Ocurre cuando la investigación esta abierta y receptiva de los conocimientos tácitos e intuición, en la iluminación se adicionan nuevas dimensiones del conocimiento, aclarando significados, es justamente cuando se empieza a entender sumando nuevos significados a la experiencia.

5.- Explicación.

Una vez que la iluminación revela nuevos factores, cualidades y componentes del tema o de la pregunta sigue el proceso de explicar a través de similitudes, comparando las cualidades descritas y temas que enfatizan la experiencia. Se debe de reconocer los nuevos constituyentes o factores, reconociendo los significados únicos y distintos de una experiencia dependiendo de la referencia.

6.- Creación de la síntesis.

En esta fase se organizan los conocimientos de manera que se pueda explicar la pregunta.

La Heurística como tal, es una manera de resolver un problema; es un procedimiento en sí. El resolver un problema heurísticamente consiste en aplicar una serie de reglas generales, establecidas o validadas por el sentido común y la experiencia, para obtener una buena solución, aunque no necesariamente la óptima. Estas reglas generales son los llamados CRITERIOS HEURÍSTICOS.

El concepto de heurística tiene aplicaciones muy amplias que van desde una actitud para resolver cualquier tipo de problemas hasta el desarrollo de modelos matemáticos sofisticados.

Es difícil decidir cuando algo es inventado o proviene de la experiencia, generalmente la invención se presenta como una consecuencia de la experiencia, el sentido común y del ingenio. De esta manera es como han podido generarse modelos matemáticos de fenómenos que analíticamente no pueden representarse, por lo que se inventan ciertas bases, parámetros o criterios que hacen que el modelo corresponda al fenómeno.

CRITERIOS HEURÍSTICOS

La palabra Criterio proviene del griego kriterion, de krinein, juzgar. Un criterio es una norma, parámetro o regla que se usa para establecer un juicio con el fin de llegar a la verdad.

La Heurística es el arte de inventar, hallar o encontrar.

Por lo tanto un Criterio Heurístico son todas aquellas normas, reglas o parámetros inventadas, halladas o encontradas que se utilizan en el ejercicio de la Ingeniería Química.

En ocasiones se cree que los criterios heurísticos tienen un carácter aparentemente arbitrario, ya que también se conocen como Reglas de Dedo, sin embargo este carácter no es tan arbitrario como parece. Los Criterios Heurísticos pueden provenir directamente de la experiencia, o bien obtenerse mediante cálculos la mayoría de las veces son consecuencia de ambos aspectos.

La Ingeniería en general y la Ingeniería Química en particular tienen una gran aplicación en donde la experiencia y el ingenio han sido las fuentes de conocimiento, en muchos casos no se ha podido deducir una teoría que describa estrictamente el comportamiento real de muchos fenómenos.

A continuación se mostrarán algunos comentarios encontrados en relación a Criterios Heurísticos:

A pesar de nuevos métodos desarrollados y de ayuda de las computadoras, para comenzar el diseño de equipos se necesitan a veces Reglas Heurísticas.

Los Criterios Heurísticos provienen del sentido común, establecido por la tradición de los buenos resultados, que han mostrado una aplicación casi axiomática.

La utilización de Criterios Heurísticos nos acerca a la perspectiva, nos da un sumario de varios caminos para solucionar problemas ingenieriles, los cuales son manejados con mucha frecuencia.

Los Criterios Heurísticos son reglas relativamente generales que se aplican en cierta disciplina y que se han obtenido por experiencia.

En muchos casos, la mas rigurosa solución para un problema es absolutamente innecesaria, por lo que respuestas aproximadas provenientes de Criterios Heurísticos son aceptables o preferibles.

Los Criterios Heurísticos no son reglas arbitrarias, sino el resultado, en algunos casos del cálculo, en otros de la experiencia y mas frecuentemente el resultado de una combinación del cálculo avalado por la experiencia.

Los métodos heurísticos son una simplificación a una resolución rigurosa de un problema. Son mas que una guía preliminar.

Estimaciones rápidas son siempre necesarias durante un diseño preliminar y éstas se pueden obtener de Reglas Heurísticas.

Las Recomendaciones Heurísticas son siempre una buena guía para tener una idea de lo que pudiera ser más apropiado. La Regla Heurística únicamente es un punto de partida, no es la última palabra.

Los Criterios Heurísticos son reglas que dan rangos razonables de alguna variable, que se han obtenido con base en la experiencia y el cálculo de fenómenos estudiados adecuadamente, por lo que funcionan y están avalados, gran parte, por la experiencia.

Estas reglas están fundamentadas en el conocimiento que la propia experiencia proporciona y que sirven para llevar a cabo generalizaciones o que correlacionan ciertos parámetros, que de otro modo requieren una gran cantidad de esfuerzo y trabajo para obtenerlos.

Los Criterios Heurísticos generalmente están basados, y se aplican, en consideraciones de tipo económico; sin embargo, hay criterios heurísticos no necesariamente relacionados con aspectos económicos, sino con criterios operacionales o de tipo técnico.

En muchas ocasiones, el trabajo de diseño plantea un sinnúmero de alternativas para lograr que los objetivos se ajusten a las bases del usuario, sin embargo, resulta poco práctico y tardado considerar siquiera un reducido número de posibilidades, es entonces cuando la heurística y el criterio del Ing. Químico, juegan un papel decisivo para obtener, con un grado significativo de precisión, las alternativas en materia de bajo costo de inversión, alta eficiencia, menor gasto en mantenimiento y operación, fácil control, niveles aceptables de seguridad y ambientalmente limpias.

Un conjunto de Reglas Heurísticas pueden ser utilizadas como guía de las cosas que debemos de hacer durante el diseño y construcción, puede ayudar o evitar los errores potenciales. Esta lista puede ser extensa y general

cubriendo en su totalidad el proyecto, o centrarse en una disciplina en particular como en el diseño de instrumentación, tuberías, procesos, mecánico o eléctrico. Esta guía puede ser generada por la experiencia de ingenieros experimentados, por lo que puede ser usada por todo el equipo de empleados, quienes generalmente no tienen tiempo ni el apoyo para realizar un correcto diseño. Se pueden añadir o modificar las recomendaciones, basados en la propia experiencia y preferencias.

Como puede observarse la mayoría de los conceptos se refuerzan y complementando la primera definición podemos decir es:

CONCEPTO DE CRITERIO HEURÍSTICO.

Son todas aquellas normas o reglas encontradas o inventadas, que se utilizan en el ejercicio de la Ingeniería Química y que pueden provenir directamente de la experiencia u obtenerse mediante cálculos; siendo, la mayoría de las veces, consecuencia de una combinación de estos dos aspectos.

LOS CRITERIOS HEURÍSTICOS EN LA INGENIERÍA QUÍMICA.

El Instituto Norteamericano de Ingenieros Químicos (American Institute of Chemical Engineers, AIChE) presentó la siguiente definición de Ingeniería Química:

"La Ingeniería Química es una profesión en la que los conocimientos de matemáticas, física, química y otras ciencias naturales, obtenidos mediante estudio, experiencia y práctica, son aplicados con criterio para desarrollar métodos económicos, con el fin de utilizar la materia y la energía en beneficio de la humanidad".

De esta definición podemos decir que los conocimientos de Ingeniería Química están definidos típicamente como conocimientos científicos, como conocimientos obtenidos por experiencias y como conocimientos prácticos o técnicos.

Aún cuando la ciencia ha avanzado notablemente, existen fenómenos que no pueden calcularse en forma absoluta; de hecho, las operaciones unitarias se aplicaron en la industria mucho antes de que se hubiera desarrollado una teoría al respecto. La mayoría de las veces, la ciencia trata de sistematizar, explicar, analizar y organizar un conocimiento empírico que ya se tiene y que se aplica.

Una vez que se ha practicado durante mucho tiempo una operación unitaria, se puede aplicar un análisis sobre la práctica y entonces desarrollar la teoría científica correspondiente. Se puede decir que generalmente la tecnología va muy por delante del aspecto científico; aún cuando en cuestiones muy sofisticadas esto puede no ser cierto, frecuentemente ocurre de esta manera.

Por otra parte en todas las ramas de la Ingeniería se aplican las "buenas prácticas de ingeniería" llamadas así porque no tienen una base científica al fundamentarse en la experiencia basada en la práctica de la profesión, es decir, un conjunto de Criterios Heurísticos. Estas prácticas permiten el desarrollo tecnológico con la retroalimentación de información basada en la experiencia.

Todo intento de utilizar una teoría debe justificarse con base en la experiencia práctica. Los enunciados teóricos dan los conocimientos, pero solo la práctica puede comprobarlos.

La Heurística tiene una aplicación permanente en la Ingeniería Química. La aplicación de los Criterios Heurísticos puede verse disminuida en ciertos períodos, pero existirán problemas en los que la aproximación deberá hacerse por cuestiones de tiempo o por cuestiones prácticas basándose en Criterios Heurísticos.

RECOMENDACIONES PARA USAR LOS CRITERIOS HEURÍSTICOS:

- Utilizar criterios que tengan una base sólida que los apoye.
- Se debe estar familiarizado con su intervalo de confianza para usarlos adecuadamente.
- Deben tomarse solo como una guía para realizar estudios preliminares o como una guía de diseño y se deberán utilizar métodos rigurosos cuando se requieran.
- Deben aplicarse con mucho criterio y conociendo ampliamente la situación.
- Las Reglas Heurísticas serán válidas siempre y cuando se apliquen para lo que fueron hechas.
- No se deben extrapolar los Criterios Heurísticos ya que pueden llevar a grandes errores en el diseño.
- En el caso que se desee estudiar un fenómeno fuera de las condiciones especificadas, se deberá analizar el rango de validez de los criterios.

- Si los Criterios Heurísticos se determinaron a condiciones específicas, éstos deberán utilizarse cuando estas condiciones estén muy bien definidas.
- El resultado obtenido mediante el cálculo proveniente de un Criterio Heurístico deberá de estar avalado por la experiencia obtenida en casos similares.
- Deberán usarse en el lugar y el momento adecuados.
- Se deberá analizar minuciosamente el Criterio Heurístico:
 - si el entorno económico cambia,
 - si hay avances importantes en el diseño de algunos equipos y
 - si se tienen nuevos criterios de diseño.
- Al utilizar Criterios Heurísticos en diseños que no son similares, sino parecidos se deberá:
 - analizar que tan similar es la situación,
 - encontrar las diferencias,
 - analizar como pueden afectar las diferencias al diseño planteado con base en experiencias pasadas.
- Los Criterios Heurísticos casi siempre sustituyen criterios económicos y por eso deben estudiarse los efectos que se producen en ellos por los cambios inflacionarios y costos de energía.
- Los Criterios Heurísticos son solo recomendaciones por lo que se deben de tomar como tal en función del criterio del diseñador.
- Siempre que se utilicen deberá cuestionarse su validez.

POSIBLES RIESGOS AL UTILIZAR LOS CRITERIOS HEURÍSTICOS.

Los Criterios Heurísticos al ser obtenidos de una generalidad y aplicados a un caso específico, pueden ser adecuados o no implicar un riesgo, porque la experiencia previa en la que se basan puede no corresponder fielmente a las condiciones que se tienen. En la medida en que nos alejemos de las condiciones sobre las que el Criterio Heurístico se generó, el riesgo aumenta, hasta llegar a un punto en el que la decisión que se tome sea errónea, desde el punto de vista del diseño, lo cual ocurre frecuentemente. Una extrapolación de un Criterio Heurístico, puede llevar a errores muy serios de diseño.

Otro error típico se comete por usar Reglas Heurísticas en el diseño que involucra a equipos o materiales que no son tan comunes, ya que es difícil obtener Criterios Heurísticos relativos a estos, porque no existe la experiencia generalizada de quien ejerce la profesión.

Las Reglas Heurísticas son valiosas cuando son aplicables al caso específico para el cual fueron creadas, cuando se salen del rango de aplicación se forman barreras inexistentes por ignorancia o falta de experiencia.

Por otra parte pueden constituir también una barrera a la creatividad y a la optimización y desgraciadamente al conocimiento más profundo de ciertos fenómenos.

Con cualquier Criterio Heurístico pueden tenerse errores serios de diseño, si no se vigila la vigencia del mismo. Un Criterio Heurístico no es un axioma, sino una buena costumbre que conviene analizar, porque de lo contrario podríamos caer en una mala costumbre.

Según lo dicho anteriormente los Criterios Heurísticos son valiosos, implican utilizar la experiencia para acortar caminos, pero no debe confiarse en ningún caso. Cada vez que se utilicen deben cuestionarse, no aplicarse ciegamente, sino verificar si siguen siendo válidos. Si después de realizar un estudio riguroso de revisión, se encuentra que es válido lo que se ha aplicado durante muchos años, el criterio puede usarse con toda confianza, por lo que siempre debemos de tener en cuenta que:

" La primera Regla Heurística es usar la Heurística y la segunda es no depender siempre de la Heurística".

Relación de Criterios Heurísticos con Optimización a través del Software.

El software facilita los problemas de optimización y podría decirse que mientras más optimización se realice menos Criterios Heurísticos tendrían que aplicarse, ya que la optimización es la determinación económica de las variables y muchas de éstas son las que son determinables con ayuda de los Criterios Heurísticos.

Con el uso de computadoras pueden efectuarse análisis rigurosos de manera rápida, pero a veces el trabajo que implica obtener un diseño económico de manera rigurosa, que puede tener un valor comercial, no se justifica al tener que relacionarse con un equipo disponible.

Los Criterios Heurísticos son valiosos porque permiten determinar rápidamente **cuáles son las variables de diseño** sin tener que llegar a optimizaciones cuando éstas no son necesarias.

Existen algunos problemas en los que los grados de libertad son positivos, esto es, tener más incógnitas que restricciones o ecuaciones. Los Criterios Heurísticos sirven para darle valor a esas incógnitas y poder resolver el problema.

Por lo que aún con el uso de las computadoras no existe una tendencia de eliminar los Criterios Heurísticos, estos siempre tendrán su lugar en el ejercicio de la Ingeniería Química y se irán enriqueciendo y limitando lo que permitirá usarlos con mayor eficiencia y generar nuevos Criterios Heurísticos para nuevas condiciones.

**CAPITULO II
CRITERIOS HEURÍSTICOS
FLUJO DE FLUIDOS**

LÍNEAS DE TUBERÍAS

Para determinar el diámetro de una línea existen dos criterios: el económico y por recomendaciones.

Si la línea es pequeña no vale la pena utilizar el criterio económico porque curiosamente es antieconómico.

Para longitudes de tuberías que se utilizan comúnmente dentro de las plantas químicas y refinerías de petróleo, basta con utilizar una de las ya conocidas gráficas de diámetro económico para seleccionar el más adecuado.

Siempre que no se determine un diámetro económico se deben utilizar valores recomendados para la velocidad del fluido o la caída de presión.₁

En la siguientes tablas se incluyen velocidades máximas permisibles y caídas de presión para vapor y agua de enfriamiento.₂

DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS DE VAPOR. ₂

	RAMAL			CABEZAL		
	600	175	30	600	175	30
Presión, psig	600	175	30	600	175	30
Densidad lb/pe ³	0.91	0.41	0.106	0.91	0.41	0.106
ΔP , psi/ 100 pie	1.0	0.7	0.5	0.7	0.4	0.30
Diámetro nominal en pulgadas	Lb/hr x 10 ³					
3	7.5	3.5	1.2	6.2	2.7	0.9
4	15	7.5	3.2	12	5.7	2.5
6	40	21	8.5	33	16	6.6
8	76	42	18	63	32	14
10	130	76	32	108	58	25
12	190	115	50	158	87	39
14	260	155	70	217	117	54
16	360	220	100	300	166	78
18	-	300	130	-	227	101
20	-	-	170	-	-	132

Notas:

1. El vapor a 600 psig se encuentra a 750 °F, el vapor a 175 psig y 30 psig saturado.

DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO. 2

Diámetro en pulgadas	RAMAL			CABEZAL		
	Flujo GPM	Vel. pies/s	ΔP psi/100'	Flujo GPM	Vel. pies/s	ΔP psi/100'
3	100	4.34	4.47	70	3.04	2.31
4	200	5.05	4.29	140	3.53	2.22
6	500	5.56	3.19	380	4.22	1.92
8	900	5.77	2.48	650	4.17	1.36
10	1,500	6.10	2.11	1,100	4.48	1.19
12	2,400	6.81	2.10	1,800	5.11	1.23
14	3,100	7.20	2.10	2,200	5.13	1.14
16	4,500	7.91	2.09	3,300	5.90	1.16
18	6,000	8.31	1.99	4,500	6.23	1.17
20	-	-	-	6,000	6.67	1.17
24	-	-	-	11,000	7.82	1.19
30	-	-	-	19,000	8.67	1.11

DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS PARA OTROS FLUIDOS. 2

Gas Seco	100 pies/s
Gas Húmedo	60 pies/s
Vapor de alta presión	150 pie/s
Vapor de baja presión	100 pie/s
Aire	100 pie/s
Líneas de vapor en general	0.5 psi/100 pies
Líquidos volátiles a la succión de la bomba	0.5 pies de la cabeza total de la línea de succión
Descarga de la bomba, Reflujo de torres	3-5 psi/100 pies
Combustibles	1.5 psi/100 pies
Líneas al vacío	5% de la presión absoluta por pérdidas de fricción.

En la siguiente tabla se incluyen algunas velocidades económicas determinadas, que pueden usarse como guía para tubería de acero cédula 40.

Velocidades óptimas de fluido, flujo turbulento, tubería de acero cédula 40. 3

Densidad	lb/pie ³	100	62.4	50	1.0	0.1	0.075	0.01
Viscosidad	cp en pie/s	1	1	1	0.02	0.02	0.02	0.02
Velocidad	pie/s	6.5	7.4	7.9	.31	61	67	122

El dimensionamiento de la línea también puede hacerse a través del diámetro óptimo, si se cuenta con caídas de presión recomendadas. Para flujo turbulento se puede calcular utilizando las siguientes ecuaciones empíricas en el sistema ingles: 4

$$d_{opt} = \frac{6.29 \times 10^{12} f \rho q^2}{\Delta P_{opt}}$$

donde:

		UNIDADES
d_{opt} =	diámetro interior de tubería,	pulgadas
f =	factor de fricción,	adimensional
ρ =	densidad del fluido,	lb/pie ³
q =	flujo volumétrico,	pie ³ /seg
ΔP_{opt} =	caída de presión óptima,	lb/in ² /pie

En estas ecuaciones se utilizan las caídas de presión recomendadas.

CAÍDA DE PRESIÓN OPTIMA. 3

Líquido	Tipo de Línea	ΔP_{mopt} (lb/in ² /pie)	Velocidad límite (pie/s)
Agua	Principal	0.4	13 a 16.5
	Lateral	0.14	13 a 16.5
Hidrocarburos	Succión de bomba con NPSH disponible mayor de 7 metros	0.42	(d/6) +3.28, máxima 82.02
	Succión de bomba libre	0.33	4.26
	Descarga de bomba menor de 0.5 pulgadas.	3.53	(d/6) +6.56
	Descarga de bomba entre 2 y 3 pulgadas.	2.65	(d/6) +6.56
	Descarga de bomba mayor de 3 pulgadas.	1.70	(d/6) +6.56, máxima 13

Nota: d es el diámetro nominal en pulgadas.

Una vez calculado el diámetro óptimo ya sea por velocidad o caídas de presión óptimas, se debe verificar que el flujo sea realmente turbulento ($Re > 4000$).

Los métodos anteriores para el cálculo del diámetro económico de tubería se aplican sólo cuando la fuerza motriz se suministra por medio de un primotor por ejemplo: una bomba o un compresor. No son aplicables cuando la fuente del fluido es un tanque elevado o una línea principal sometida a una presión fija así como tampoco a tuberías de vapor puesto que el valor de la presión perdida en la línea depende de la temperatura y del nivel de presión.

En caso de no contar con la literatura disponible la caída de presión para tuberías de acero comerciales para flujo turbulento se puede calcular a partir de:

$$\Delta P_f = \frac{W^{1.8} \mu^{0.2}}{20,000 d^{4.8} \rho}$$

En Sistema Ingles, donde:

ΔP_f =	Caída de presión,	pie
W =	Caudal	lb/hr
d =	Diámetro interior de tubería,	pulg
ρ =	Densidad del fluido,	lb/pie ³
μ =	Viscosidad	cp

* Para Re mayores a 2,100 y menores a 10^6 .

Las tuberías de pequeño diámetro en general tienen mayores factores de fricción que tuberías, del mismo material, pero de diámetros mayores. ₅

Para un caudal determinado y un factor de fricción fijo la pérdida de presión por metro de tubería varía inversamente la quinta potencia del diámetro. Esto debe tomarse en cuenta ya que la rugosidad puede incrementarse con el uso, debido a la corrosión o incrustación, en una proporción determinada por el material de la tubería y la naturaleza del fluido.

La fórmula de Darcy puede usarse sin restricciones para flujo de agua, aceites y otros líquidos en tuberías. Sin embargo, cuando se presentan velocidades muy altas en la tuberías causan que la presión del fluido se iguale a la presión de vapor del líquido, apareciendo el fenómeno de la cavitación y los valores calculados para el caudal sean inexactos.

En general las válvulas de control ocasionan 10 psi de caída de presión aproximadamente (30 a 50% de las pérdidas dinámicas).

La pérdida de presión debida a válvulas y accesorios es proporcional a la velocidad elevada a un exponente constante. En el régimen turbulento la caída de presión debida al flujo de fluidos de régimen turbulento en válvulas y accesorios varía aproximadamente al cuadrado de la velocidad

FRECUENCIA DE VÁLVULAS Y ACCESORIOS. ₆

En general la frecuencia de los accesorios disminuye al aumentar el diámetro de las líneas.

Para encontrar un número aproximado de accesorios (excluyendo válvulas) en 100 pies de tubería se puede utilizar:

$$F_{100} = \frac{35Fc}{d^2} \quad \text{donde:}$$

F_{100} =	número aproximado de accesorios en 100 pie de tubería.
d =	diámetro nominal, pulgadas
$Fc = 1$	para líneas normales dentro de límite de batería.
$Fc = 4$	para líneas ramificadas complejas.
$Fc = 2$	para líneas ramificadas típicas.
$Fc = 1/2$	para líneas rectas.
$Fc = 1/4$	para líneas fuera de límites de batería.

Comúnmente en un sistema de tuberías los accesorios se presentan en el siguiente porcentaje: uniones 45%, codo 90° 25%, Tés 15%, reducciones 10%, codos 45° 2.5% y sellos o tapones 2.5%.

Para encontrar un número aproximado de válvulas en 100 pies de tubería, la mejor correlación es:

$$V_{100} = \frac{9Fc}{d} \quad \text{donde:}$$

V_{100} = número aproximado de válvulas en 100 pies de tubería.

d = diámetro nominal en pulgadas

El valor de Fc para obtener el número aproximado de válvulas en 100 pies de tubería, varía en la misma forma que en el cálculo de accesorios. La distribución de las válvulas es: 90% válvulas de compuerta, 8% válvulas check y un 2% válvulas de globo.

CRITERIOS DE SELECCIÓN DE BOMBAS

La selección de una bomba depende de muchos factores en los que se incluye el líquido manejado, el flujo, la localización de la bomba, la carga dinámica total, las presiones de succión y de descarga y en la mayoría de los casos la temperatura, la viscosidad, la presión de vapor y la densidad del líquido manejado.

Puesto que el intervalo de funcionamiento es siempre una consideración importante, el siguiente cuadro puede ser de gran ayuda:

Usos de bombas de acuerdo a gastos y columnas manejados. 1

TIPO DE BOMBA	GASTO GPM	COLUMNA PIE	EFICIENCIA %
CENTRIFUGA UNA ETAPA	15 A 5000	500	45 a 100 GPM 70 a 500 GPM
CENTRIFUGA DOS ETAPAS	20 A 11,000	5,500	80 a 10,000 GPM
AXIALES	20 A 100,000	40	65 - 85
ROTATORIAS	1 A 5,000	50,000	50 - 80
RECIPROCANTES	10 A 10,000	1,000,000	

El desgaste es mayor en las bombas de desplazamiento positivo que en las centrífugas.

Se deben evitar los abolsamientos y los puntos muertos en los que se puedan acumular los sólidos, si además son abrasivos serán indeseables los franqueos internos estrechos entre las piezas móviles y estacionarias. Así como que se deberá contar con medios para enjuagar la bomba con un líquido limpio.

La eficiencia mecánica disminuye conforme aumenta la viscosidad del líquido y/o las pérdidas de fricción. En general altas eficiencias de bombas tienen altos requerimientos de NPSH.

BOMBAS CENTRIFUGAS

Las bombas centrífugas es el tipo más utilizado en la Industria Química. El trabajo requerido en una bomba centrífuga se puede calcular con:

$$HP = \frac{GPM(\Delta P)}{1715\eta}$$

donde:

HP = trabajo requerido
 GPM = Gasto manejado, en galones/minuto
 (DP) = Diferencia de presión, psi.
 η = Eficiencia

En bombas centrífugas se puede tener un cálculo aproximado de la eficiencia según:

$$\eta = 80 - 0.2855H + 3.78 \cdot 10^{-4} HQ - 2.38 \cdot 10^{-7} HQ^2 + 5.39 \cdot 10^{-4} H^2 - 6.39 \cdot 10^{-3} H^2 Q + 4.6 \cdot 10^{-6} H^2 Q^2$$

donde:

η = Eficiencia de la bomba (%).
 H = Cabeza desarrollada, pies.
 Q = Gasto, GPM.

Esta ecuación es para rangos de 50 a 300 pies de cabeza y gastos de 100 a 1,000 galones/minuto. En flujos de 25 a 90 GPM se puede utilizar la misma ecuación tomando un gasto de 100 galones/minuto y luego restarle la relación:

$$\frac{0.35\%}{GPM}$$

El trabajo requerido (HP) para flujos de 25 a 30 GPM es generalmente menor a 10 HP.

El cambio de impulsor de una bomba centrífuga es más económico que el cambio completo de la bomba, por lo que se deben tener siempre presente las Leyes de Afinidad, así como evitar seleccionar el tamaño máximo y mínimo del diámetro del impulsor como el de operación.

VENTILADORES

Los ventiladores se seleccionan cuando se desea elevar la presión estática en un rango del 3 al 5% (12" de agua), se utilizan para bajas presiones, en general, con cargas de menos de 0.5 lb/pulg².

La eficiencia de funcionamiento de los ventiladores se encuentra en el rango del 40 al 70%.

SOPLADORES Y COMPRESORES

La mayoría de los cálculos de compresores se basan en la curva adiabática.

Para el flujo de fluidos compresibles se recomiendan el uso de sopladores si se desea elevar la presión hasta 40 psig, para elevaciones mayores se utilizan los compresores, a medida que aumenta la diferencia de presiones, se emplea el término de compresores en lugar de sopladores. 1

Los compresores se clasifican en:

1.- COMPRESOR DE PISTÓN O DE MOVIMIENTO ALTERNATIVO. 8

Son los compresores más utilizados en la industria química. Su uso se ha reducido a instalaciones pequeñas (10-300 hp) de baja presión en unidades de un solo paso con presión máxima de aproximadamente 150 lb/plg² y de dos pasos con 500 lb/plg² de presión máxima.

Existen compresores de movimiento alternativo de etapa simple o de etapas múltiples. El número de etapas es determinado por la razón de compresión P_2/P_1 . La razón de compresión por etapas se limita en general a cuatro.

2.- COMPRESORES CENTRÍFUGOS Y AXIALES. 8

Los **compresores centrífugos** tiene ventajas muy definidas sobre los de pistón cuando se manejan grandes volúmenes de aire a bajas presiones. A volúmenes pequeños la eficiencia del compresor centrífugo baja tan rápidamente que su uso es incosteable, la eficiencia es del orden del 77% cuando se manejan volúmenes de 6,000 a 100,000 pies³

Para calcular la carga politrópica o adiabática requerida en compresores centrífugos se puede utilizar: 2

Carga Politrópica:

$$H_{politrópica} = \frac{ZRT_1}{(N-1)/N} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(N-1)/N} - 1 \right]$$

Carga Adiabática:

$$H_{adiabática} = \frac{ZRT_1}{(K-1)/K} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right]$$

donde:

Z	= Promedio de factor de compresibilidad.	usar 1.0, para resultados conservadores
R	= Constante de gas.	1.544 / PM
T_1	= Temperatura a la succión.	° R
P_1, P_2	= Presión de succión y descarga.	psia
K	= Exponente adiabático.	Cp/Cv
N	= Exponente politrópico	$(N-1)/N = (K-1)/(K-E_p)$
E_p	= Eficiencia politrópica	usar 75% para trabajos preliminares.
E_A	= Eficiencia adiabática	
HP	= Caballaje de Potencia para gas	
W	= Flujo del gas	lb/min

La eficiencia politrópica y adiabática se relacionan según:

$$E_A = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(K-1)}{K}} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(N-1)}{N}} - 1 \right]} = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(K-1)}{K}} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(K-1)}{KE_p}} - 1 \right]} = \frac{\left(\frac{K-1}{K} \right)}{\frac{n-1}{n}}$$

El caballaje se calcula a través de:

a) Para Carga Politrópica:

$$HP = \frac{WH_{politropica}}{E_p 33,000}$$

b) Para Carga Adiabática:

$$HP = \frac{WH_{adiabatica}}{E_A 33,000}$$

La temperatura de descarga se calcula por: ²

$$T_2 = \frac{H_{adiabatica}}{ZR \left(\frac{K}{K-1} \right) E_A} + T_1 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Al escoger el tamaño adecuado de un soplador se deben tener en cuenta las condiciones más adversas que se puedan presentar simultáneamente. ³

El límite de bombeo para los sopladores promedio se encuentra en las cercanías del 50% de la capacidad en el punto de mayor eficiencia. Los sopladores deben funcionar con volúmenes por debajo del punto de bombeo.

Los sopladores de un solo paso operan de manera económica para gastos de alrededor de 8000 pies³/min de aire estándar y presiones en la descarga de 2 a 9 lb/plg².

La aplicación más común de los sopladores de pasos múltiples es a una presión manométrica de 30 lb/plg² con capacidades de 30,000 a 100,000 , pies³/mín, de 20,000 a 60,000 pies³/min a presión de 15 a 25 lb/plg²

Casi todas las aplicaciones con sopladores de pasos múltiples requieren de dos a cinco pasos.

A medida que aumenta la diferencia de presiones, se emplea el termino de compresor centrífugo en lugar de soplador.

Los compresores centrífugos se utilizan como paso inicial en la compresión de grandes volúmenes de gas. El compresor centrífugo comprime el gas hasta una presión manométrica de 40 a 150 lb/plg² , además son apropiados para sistemas de aire de instrumentos de 180 lb/plg² con capacidades disponibles de 1,200 a 20,000 pies³/min. Para manejo de volúmenes pequeños de gas a presiones altas se utiliza primero un compresor centrífugo y después un compresor de pistón, lo que permite trabajar con un compresor de pistón de menor tamaño.

Se utilizan compresores axiales en el manejo de volúmenes de aire superiores a 150,000 pies³/min de aire o gas estándar. Su eficiencia es grande cuando se manejan volúmenes grandes de gas, se les usa en aplicaciones que requieren de volumen constante.

COMPRESORES Y SOPLADORES ROTATORIOS.

El soplador del tipo de lóbulo recto existe para diferenciales de presión de hasta aproximadamente 12 lb/pulg² y capacidades de hasta 15,000pies³ /min. Las unidades múltiples funcionan en serie para producir presiones más elevadas.

El soplador de aletas deslizantes ofrece presiones de funcionamiento de hasta 125 lb/pulg² y capacidades de 2,000 pies³ /min, en general, las razones de presión por etapa se limitan a 4 a 1.

El soplador de pistón líquido se utiliza para diferenciales de presión de hasta aproximadamente 75 lb/pulg² y en tamaños menores y capacidades de hasta 4,000 pies³/min cuando se trabaja con un diferencial de unas cuantas lb/pulg².

El compresor rotatorio de tipo gusano maneja capacidades de hasta 25,000 pies³ /min a razones de presión de 4 a 1 y superiores. La magnitud de la elevación de la presión no constituye una característica limitante.

SELECCIÓN DEL TIPO DE COMPRESOR

El compresor de pistón es el más indicado para diferencias de presiones altas y para volúmenes bajos y moderados. El centrífugo es apropiado para volúmenes grandes y moderada diferencia de presión. El rotatorio y el de lóbulo cuando las presiones sean tan bajas que no resulte el compresor de pistón o volúmenes pequeños que no resulte usar el centrífugo, sin embargo se tienen traslapes en el uso de los diferentes tipos de compresores. A continuación se presentan condiciones de operación recomendadas para los tipos de compresor anteriormente mencionados: 12

TIPO DE COMPRESOR	PRESIÓN DE DESCARGA MAS. APROX. COMERCIAL, PSIA	RELACIÓN DE COMPRESIÓN POR ETAPA MAS. APROX.	RELACIÓN DE COMPRESIÓN POR MAQUINA MAS. APROX.
Reciprocante	35,000 - 50,000	10	el requerido
Centrífugo	3,000 - 5,000	3 -4.5	8 - 10
Desplazamiento			
Rotatorio	100 - 130	4	4
Flujo Axial	80 -130	1.2 -1.5	5 -6.5

EYECTORES

Un eyector es un tipo simplificado de bombas al vacío o de compresores que no tienen piezas móviles. Las razones reales de captación y compresión serán de aproximadamente el 90% de los valores calculados e incluso menos para valores pequeños de relación de presión.

La siguiente tabla proporciona la presión de succión obtenida para las diferentes tipos de bombas de vacío.

BOMBAS DE VACIO ₁₂

Tipo de bomba de vacío	Presión de succión obtenida (Aproximada) mm de Hg absolutos
Centrífuga	6
Reciprocante	0.3
Eyector de vapor	0.05
Desplazamiento rotatorio	10^{-5}

La elección del tipo más adecuado para una aplicación dada depende de los siguientes factores:

- 1) Presión de vapor. La selección se debe basar en la presión mínima en la línea de suministro escogida para dar servicio a la unidad.
- 2) Temperatura del agua. La selección se basa en la temperatura máxima del agua.
- 3) Temperatura y presión de succión. La selección se rige por la presión mínima de succión que se requiere. (El más alto vacío)
- 4) Capacidad necesaria. La selección se rige por la capacidad que se necesita a la presión mínima de procesamiento.

Los eyectores son fáciles de manejar y requieren muy poco mantenimiento, sus costos de instalación y mantenimiento son bajos, su uso es para casi todos los tipos de gases o vapores, además para las mezclas húmedas o secas de los gases que contienen materias sólidas o pegajosas tales como polvos o desperdicios. Además existen eyectores de materiales adecuados para manejar gases corrosivos a temperaturas elevadas.

La siguiente tabla proporciona el escape de aire permitido para diferentes presiones de succión: ¹²

Presión de succión Pulgadas Hg absolutas	Escape de aire permitido lb/hora
8 a 5	30 a 40
5 a 8	25 a 30
3 a 5	20 a 25
1 a 3	10 a 20

**CAPITULO III
CRITERIOS HEURÍSTICOS
TRANSFERENCIA DE
CALOR**

DISEÑO TÉRMICO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Por lo común el diseño de un intercambiador de calor de procesamiento sigue los siguientes pasos: 3

- 1) Se deben especificar las condiciones de operación, como vapor, velocidad del flujo, temperatura, presiones, etc.
- 2) Se deben obtener las propiedades físicas que se requieren sobre los intervalos de temperaturas y presiones que interesan.
- 3) Se escoge el tipo de intercambiador que se va a emplear.
- 4) Se hace una estimación preliminar del tamaño del intercambiador, utilizando coeficientes de transferencia de calor apropiados para el flujo, el proceso y el equipo.
- 5) Se escoge un primer diseño completo en todos los detalles, que se necesitan para llevar a cabo los cálculos de diseño.
- 6) Se evalúa el diseño escogido en la etapa 5 o se clasifica en cuanto a su capacidad para satisfacer las especificaciones de proceso, con respecto tanto a la transferencia de calor como a la caída de presión.
- 7) Sobre la base de los resultados obtenidos en la etapa 6, se escoge una nueva configuración, en caso necesario y se repite la etapa 6.

Si el primer diseño es inapropiado para satisfacer la carga calorífica requerida, suele ser necesario incrementar el tamaño del intercambiador, permaneciendo todavía dentro de límites especificados o factibles de ΔP , longitud del tubo, diámetro de la coraza, etc. Esto implicará a veces el paso a configuraciones de intercambiadores múltiples. Si el primer diseño satisface ampliamente los requisitos de carga de calor o no utiliza toda la caída de presión disponible, se podrá diseñar por lo común un intercambiador menos costoso para satisfacer los requisitos de procesamiento.

Si el factor de corrección de la LMTD es menor que 0.8 entonces se debe rediseñar el equipo para obtener un factor mayor.

Para un buen diseño se debe recuperar arriba del 75% del calor disponible en un intercambiador de calor líquido - líquido y arriba del 50% para uno gas -

gas o gas - líquido. Hacer una optimización del uso de energía mediante tecnología de ahorro de la misma, es mejor que aplicar el criterio anterior. 1

8) El diseño final debe satisfacer razonablemente los requisitos de procesamiento, al costo más bajo. Este último deberá incluir los costos de funcionamiento y mantenimiento, las ventajas de capacidad para satisfacer cambios de procesamiento a largo plazo, además de los costos instalados (Capital). No se deben escoger intercambiadores basados totalmente sobre la base del costo inicial más bajo, que con frecuencia, da como resultado deficiencia en el futuro. 3

GUÍA PARA SELECCIONAR INTERCAMBIADORES DE CALOR 9

La siguiente tabla ofrece una composición generalizada para tomar en cuenta al seleccionar intercambiadores de calor de coraza y tubos, placas y espiral.

También incluye el factor de Índice de efectividad, que es una relación de costo y eficiencia en un intercambiador definido como:

$$I = \frac{\text{Coeficiente total de transferencia de calor } Btu / hr \times pie^{20} F}{\text{Costo del cambiador } USD / pie^2} = \frac{Btu}{USD h^0 F}$$

Este es un promedio para la variedad de intercambiadores de tamaños de 250, 500, 750 y 1,000 pie² y servicios (agua/agua, aceite/agua, y vapor/aceite).

CORAZA Y TUBOS	PLACAS	ESPIRAL
USOS TÍPICOS:		
Líquido de enfriamiento. Intercambio de calor entre líquido y líquido. Vapor caliente. Condensación. De baja a alta presión de gas de calentamiento y enfriamiento. Rehervidores.	Líquido de enfriamiento. Intercambio de calor entre líquido y líquido. Vapor de calentamiento con baja presión (menor de 50 psig).	Intercambio con gas a altas temperaturas. Condensadores de columnas montadas. Rehervidores.
INDICE DE EFECTIVIDAD:		
Acero al carbón : 6 Tipo 316 Stainless: 3 Hastelloy C: 1	Acero al carbón: no disponible, generalmente Tipo 316 Stainless: 8 Hastelloy C: 3	Acero al carbón. 4 Tipo 316 Stainless: 2 Hastelloy C: 1

APLICACIONES USUALES:

CORAZA Y TUBOS	PLACA	ESPIRAL
Cualquier intervalo de temperatura.	Servicios con bajas temperaturas (menor que 300° F)	Cualquier intervalo de temperatura
Cualquier intervalo de presión.	Servicios con bajas presiones (menor que 150 psig)	Servicios con bajas presiones (menor que 150 psig)
Fluidos con viscosidad de baja a media (75-100 cp)	Cualquier intervalo de viscosidad.	Cualquier intervalo de viscosidad
Servicios limpios con muy bajo factor de ensuciamiento.	Se tiene poco espacio disponible. Se prevé: expansión en la capacidad del intercambiador de calor.	Se requiere de limpieza mecánica. Se tienen problemas de espacio.

LIMITACIONES

Baja eficiencia y más costo con temperaturas cercanas o con cruce de temperaturas.	No aplica a presiones mayores a 150 psig.	No aplica a presiones mayores a 150 psig.
Una distribución baja del flujo en el lado de la coraza causa ineficiencia y altos rangos de ensuciamiento.	El empaque limita su uso a bajas temperaturas: Menores a 300° F con elastómeros.	Sus altos costos limitan su uso a aplicaciones especiales.
La limpieza mecánica del lado de la coraza es imposible.	Menores a 450° F con asbestos.	
Requiere mucho espacio		
En los materiales mas comunes son muy costosos.		

Los intercambiadores de doble tubo son usados para servicios que manejan flujos que requieren de 100 a 200 pies² de área como máximo, o en bancos para aplicaciones grandes. Es adecuado para altas presiones en tubo por encima de 400 psig.₂

Los enfriadores de aire se utilizan para servicios que requieran condensación y altos niveles de transferencia de calor.₂

Los intercambiadores tipo Kettle se utilizan para fluidos en evaporación. ₂

CAÍDAS DE PRESIÓN 2

Las caídas de presión se deben a diversos aspectos que son calculados de acuerdo a:

Cálculo de la caída de presión por el lado de los tubos en tubos y coraza.

	Caída de presión en cabezas de velocidad	Ecuación
Entrada y salida al intercambiador	1.6	$\Delta h = 1.6 \frac{U^2}{2g}$ (Este termino es pequeño y generalmente despreciable)
Entrada y salida de tubos	1.5	$\Delta h = 1.5 \frac{U_T^2}{2g} N$
Pérdidas finales del lado de tubería, canales y cabeza fijas.	1.0	$\Delta h = 1.0 \frac{U_T^2}{2g} N$

Pérdidas en tubería recta (Ver cap. anterior Caídas de presión en tuberías)

Δh = Pérdida de presión en pies de fluido.

U_p = Velocidad en la tubería antes y después del intercambiador, pie/sec.

U_T = Velocidad en tubos.

N = Número de pasos.

Flujo turbulento

Para flujos turbulentos cruzando un banco de tubos la caída de presión se puede calcular con:

$$\Delta P_f = \frac{4 f'' N_R N_{sp} \rho U_{\max}^2}{2g}$$

$$R_e = \frac{D_o U_{\max} \rho}{\mu}$$

donde:

ΔP_f = Pérdidas por fricción, lb/pie².

f'' = Factor de fricción modificado

N_R = Número de renglones de tubos en coraza.

N_{sp} = Número de pasos por coraza.

- ρ = Densidad, lb/pie³
 U_{max} = Velocidad máxima lineal, pies/seg.
 g = 32.2 pie/s².
 Re = Número de Reynolds modificado.
 D_o = Diámetro externo de tubería, pies.
 μ = Viscosidad, lb/pie * s; centipoices x 0.000672

El factor de fricción modificado se puede determinar en las siguientes tablas:

Determinación del f' para más de cinco renglones de tubos.

C / Do Ambas en las mismas unidades		Arreglo Triangular			
$Re \times 10^{-3}$		2	8	20	40
1.25 (min)		0.210	0.155	0.130	0.107
1.50		0.145	0.112	0.090	0.074
2.00		0.118	0.096	0.081	0.066
3.00		0.089	0.076	0.063	0.052

C / Do Ambas en las mismas unidades		Arreglo Cuadrado			
$Re \times 10^{-3}$		2	8	20	40
1.25 (min)		0.139	0.135	0.116	0.099
1.50		0.081	0.079	0.080	0.071
2.00		0.056	0.057	0.055	0.053
3.00		0.052	0.050	0.045	0.038

Factor de corrección f' para menos de cinco renglones de tubos:

Número de renglones	1	2	3	4
Factor de corrección	1.30	1.30	1.15	1.07

Flujo laminar

Si $\frac{D_c U_{max} \rho}{\mu} = 40$ donde D_c es el claro de la tubería en pies, el flujo es laminar.

para esta región usar:

$$\Delta P_f = \frac{1.68 \mu U_{max} L}{D_c^2}$$

donde:

L = Longitud, pies

D_e = Diámetro equivalente, pies (4 veces el radio hidráulico)

La caída de presión en baffles se calcula por:

$$\Delta P_f = \frac{W^2 N_B N_p}{\rho S_B^2 g}$$

donde:

W = Flujo, libras / seg.

N_B = Número de baffles en serie por paso en coraza

S_B = Área transversal alrededor de baffles, pies²

Enfriadores de Aire.

Para calcular la caída de presión en enfriadores de aire:

Pérdidas en tubería rectas (Ver cap. anterior)

Pérdidas en enfriadores de aire exceptuando tubos rectos:

$$\Delta h = 2.9 \frac{U^2}{2g} N$$

Caída de presión por aire.

La caída de presión se calcula:

$$\Delta P_a = \frac{F_p N}{D_R}$$

ΔP_a = Caída de presión, pulgadas de agua

N = Número de hileras de tubos.

F_p = Factor de caída de presión.

D_R = $\frac{\text{Densidad a temperatura promedio}}{\text{Densidad del aire al nivel del mar y } 70^\circ\text{F}}$

Una vez calculada la ΔP_a , la presión provista por el ventilador es calculada:

$$P_f = \Delta P_a + \left[\frac{ACFM_{\text{ventilador}}}{3,140D^2} \right]^2 D_R$$

donde:

P_f = Presión total del ventilador, pulgadas de agua.

$ACFM$ = Pies cúbicos actuales por minuto.

D = Diámetro del ventilador, pies.

D_R = Densidad a temperatura promedio / Densidad del aire al nivel del mar y 70°F

$$HP = \frac{ACFM(P_f)}{4,460}$$

HP = HP aproximados por ventilador.

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR₂

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor debemos obtener el recíproco de la suma de todas las resistencias a la transferencia de calor, estas son:

Resistencia por el ensuciamiento de tubos R_{FT} ,
Resistencia por ensuciamiento de la coraza R_{FS} ,
Resistencia por la pared metálica del tubo R_{MW} ,
Resistencia del fluido por el lado de los tubos R_T ,
Resistencia del fluido por el lado de la coraza R_S .

Usar 0.002 como factor de ensuciamiento total y 0.004 para servicios con materiales muy sucios.

Despreciar la resistencia por la pared metálica del tubo para coeficientes globales totales menores a 200 o flujos de calor menores a 20,000.

La resistencia debida al fluido dependerá del tipo de este, la resistencia de los fluidos más comunes en velocidades de diseño se muestran a continuación:

Resistencias de Fluidos ₁₀

R = hr pie °F/Btu

Líquidos	R	Condensadores de vapor	R
Agua	0.0013	Vapor	
Gasolina	0.0067	Sin aire	0.0006
Aceites	0.0115	10% de aire por volumen	0.0010
Solventes orgánicos	0.0036	20% de aire por volumen	0.0040
Gases		Gasolina	
Hidrocarburos		Seca	0.0037
Baja presión	0.0364	Con vapor	0.0044
Alta presión	0.0200	Propano, butano, pentano	
Aire		Puros	0.0033
Baja presión	0.0500	Mezclas	0.0067
Alta Presión	0.0250	Aceites gaseosos	
Evaporadores		Secos	0.0133
Agua	0.0007	Con vapor	0.0090
Solventes orgánicos	0.0050	Solventes orgánicos	0.0030
Amoniaco	0.0033	Amoniaco	0.0033
Aceites ligeros	0.0044	Aceites ligeros	0.0285
Aceites pesados	0.0033	Aceites pesados (vacío)	0.0133

Coefficientes totales de transferencia de calor en aplicaciones típicas de petroquímica.

U = BTU/hr pie² °F

En Tubos	Fuera de Tubos	U	Rango de Temp en F	Factor de ensuciamiento Total	
A. Calentamiento - Enfriamiento	Mezcla de Vapor	12	400-100	0.04	
	Solvente	35-40	110-30	0.0065	
	Solvente	30-40	40-0	0.006	
	C ₄ insaturados	Propileno (vapor)	13-18	100-35	0.005
	Solvente	Agua de enfriamiento condensado y vapor	37-75	115-40	0.004
	Etileno (vapor)		90-125	600-200	0.003

U = BTU/hr pie² °F

En Tubos	Fuera de Tubos	U	Rango de Temp en F	Factor de ensuciamiento Total
Etileno (vapor)	Agua de enfriamiento	50-80	270-100	0.002
Propano (vapor)	Propano (líquido)	6-15	-25-100	0.002
Vapor	Mezcla de aire	10-20	-30-220	0.002
Agua de enfriamiento	Freón 12	100-130	90-25	0.002
Agua	Agua tratada	100-125	90-110	0.005
Agua	Aire y vapor de agua	20-35	370-90	0.003
b. Condensación				
C ₄ insaturados	Propileno (refrig)	58-86	60-35	0.005
Butadieno	Propileno (refrig)	65-80	20-35	0.004
Etileno	Propileno (refrig)	60-90	120- -10	0.002
Cloro - HC	Agua	20-30	110- -10	0.002
Agua	Propileno (vapor)	130-150	200-90	0.003
Agua	Propileno	60-100	130-90	0.0025
Agua	Vapor	225-110	300-90	0.0021
Agua	Vapor	190-235	230-130	0.0025
Agua	Amoniaco	140-165	120-90	0.002
Agua	Amoniaco	280-300	110-90	0.002
c. Rehervidores				
C ₄ insaturados	Vapor	95-115	95-150	0.003
Solventes (pesados)	Vapor	70-115	375-300	0.0045
Aminas y agua	Vapor	120-140	360-250	0.0035
Propileno	C ₂ , C ₂ =	120-140	150-40	0.002
Propileno-Butadieno	Butadieno, insaturados	15-18	400-100	0.002

Coefficientes Totales de Transferencia de Calor U (aproximados) ¹⁰

Condensación		
Fluido Caliente	Fluido Frío	U, BTU/Hr pie² F
Vapor (Presión)	Agua	350-750
Vapor (vacío)	Agua	300-600
Solventes orgánicos saturados cercanos a presión atmosférica.	Agua	100-200
Solventes orgánicos saturados, al vacío	Agua	50-120
Vapores de aromáticos, presión atmosférica	Agua	5-30

Calentamiento		
Fluido Caliente	Fluido Frío	U, BTU/Hr pie² F
Vapor	Agua	250-750
Vapor	Solventes orgánicos	100-200
Vapor	Gases	5-50

Evaporadores		
Fluido Caliente	Fluido Frío	U, BTU/Hr pie² F
Vapor	Agua	350-750
Agua	Refrigerantes	75-150
Vapor	Solventes orgánicos	100-200
Vapor	Gases	5-50
Solventes orgánicos	Refrigerantes	30-100

Intercambio de Calor (sin cambio de fase)		
Fluido Caliente	Fluido Frío	U, BTU/Hr pie² F
Agua	Agua	150-300
Solventes orgánicos	Agua	50-150
Gases	Agua	3-50
Solventes orgánicos	Solventes Orgánicos	20-60

Condensadores		
Fluido Caliente	Fluido Frio	U, BTU/Hr pie ² F
Hidrocarburos	Agua	100-160
Hidrocarburos con trazas de inertes	Agua	30-75
Vapores orgánicos	Agua	70-160
Vapor de agua	Agua	150-340
Vapor de agua	Hidrocarburos	60-150
Hidrocarburos ligeros	Refrigerante	45-110
Gasolina	Agua	65-130
Amoniaco	Agua	135-260
Hidrocarburos pesados	Agua	40-75

Condensadores		
Fluido Caliente	Fluido Frio	U, BTU/Hr pie ² F
Hidrocarburos ligeros	Vapor	90-210
C4 -C8	Vapor	75-150
C3-C4 (vacío)	Vapor	45-175

Para enfriadores con aire se tienen los siguientes coeficientes totales de transferencia de calor.

Condensación	U Btu/hr pie ² °F	Enfriamiento con gas	U Btu/hr pie ² °F
Amoniaco	90 - 100	Aire o gas a 50 psig	
Freón 12	100-120	(ΔP = 1 psi)	100-120
Gasolina	80	Aire o gas a 100 psig	
Hidrocarburos ligeros	80-95	(ΔP = 2 psi)	20
Vapor (0-20 psig)	130-140	Aire o gas a 100 psig	
Enfriamiento con agua		(ΔP = 5 psi)	30
Agua de enfriamiento	120-130	Amoniaco	80-90
Aceite combustible	20-30	Hidrocarburos gaseosos	
Combustible gas ligero	60-70	a 15-50 psig (ΔP = 1psi)	30-40
Hidrocarburos ligeros	75-95	Hidrocarburos gaseosos	
Agua de proceso	105-120	a 50-250 psig (ΔP = 3psi)	50-60

Coefficientes basados en tubos de 1 pulgada de diámetro externo, 8 aletas de aluminio/pulgada, 5/8 de pulgada de altura, 16.9 de relación de radio

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBO.

El área máxima en un equipo de tubo y coraza para un diseño preliminar debe ser de 5,000 pies², usándose un tren de cambiadores de calor si se sobrepasa dicho diseño. ¶

Para prediseño usar coeficientes globales de transferencia de calor recomendados como típicos. ¶

En cálculos aproximados se puede involucrar un factor de prediseño del 25%. ¶

Tomar el flujo a contracorriente real en un equipo de tubo y coraza como base de comparación.

El lado de los tubos es para el fluido más corrosivo, a alta presión, sucio, incrustante o caliente.

El lado de la coraza es preferentemente usado para fluidos más viscosos o condensados.

CONDICIONES DE OPERACIÓN

Velocidades de Flujo.

La velocidad de flujo en cambiadores de calor para fluidos sin cambio de fase se ha estado utilizando un rango de 750,000 a 1,000,000 lb/ hr pie² (de 3 a 4 pie/seg., para agua. Las velocidades recomendadas para otras densidades, dentro de tubos se vieron anteriormente en dimensionamiento de líneas). Para el fluido por el lado de la coraza o envolventes de cambiadores de calor son de un 50 a un 70% menores.

Temperatura.

No usar menos de 10 °F de acercamiento porque se diseñan equipos muy grandes.

Cuando son a contracorriente tomar un acercamiento de 30 °F entre la entrada de la corriente caliente y salida de la fría, si el cambiador es multipasos el valor óptimo de acercamiento depende de las capacidades térmicas de las corrientes y del número de pasos del equipo, el valor típico es de 10 °F.

Suponer que el agua de enfriamiento está disponible a 90 °F en un día caluroso y que regresa a la torre a 115 °F como máximo.

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBO.

El área máxima en un equipo de tubo y coraza para un diseño preliminar debe ser de 5,000 pies², usándose un tren de cambiadores de calor si se sobrepasa dicho diseño. ,

Para prediseño usar coeficientes globales de transferencia de calor recomendados como típicos. ,

En cálculos aproximados se puede involucrar un factor de prediseño del 25%. ,

Tomar el flujo a contracorriente real en un equipo de tubo y coraza como base de comparación.

El lado de los tubos es para el fluido más corrosivo, a alta presión, sucio, incrustante o caliente.

El lado de la coraza es preferentemente usado para fluidos más viscosos o condensados.

CONDICIONES DE OPERACIÓN

Velocidades de Flujo.

La velocidad de flujo en cambiadores de calor para fluidos sin cambio de fase se ha estado utilizando un rango de 750,000 a 1,000,000 lb/ hr pie² (de 3 a 4 pie/seg., para agua. Las velocidades recomendadas para otras densidades, dentro de tubos se vieron anteriormente en dimensionamiento de líneas). Para el fluido por el lado de la coraza o envolventes de cambiadores de calor son de un 50 a un 70% menores.

Temperatura.

No usar menos de 10 °F de acercamiento porque se diseñan equipos muy grandes.

Cuando son a contracorriente tomar un acercamiento de 30 °F entre la entrada de la corriente caliente y salida de la fría, si el cambiador es multipasos el valor óptimo de acercamiento depende de las capacidades térmicas de las corrientes y del número de pasos del equipo, el valor típico es de 10 °F.

Suponer que el agua de enfriamiento está disponible a 90 °F en un día caluroso y que regresa a la torre a 115 °F como máximo.

El mínimo acercamiento de temperaturas es de 20 °F para enfriamientos normales y es de 100 °F o menos con refrigerantes o materiales muy limpios.

Usualmente se debe tener un valor de 5 a 10 °F arriba de la temperatura de bulbo húmedo del lugar. En diversos proyectos dentro del país se utiliza valores que fluctúan entre 80 y 90 °F.

La temperatura de salida típicamente se ha fijado del orden de 115 a 120°F como recomendación heurística, sin embargo se deberán verificar con Índice Langelliere.

DISEÑO ESTANDARIZADO.

Los tubos más comunes en el diseño son los de 3/4" de diámetro interno, el arreglo más usado es el triangular de 1", la longitud más común es de 16 pie.

Usar 0.75 de diámetro externo en tubos para materiales limpios, 1" de diámetro externo para fluidos en general y de 1.5" para fluidos muy sucios.

La longitud mínima de los tubos es en general de 8 pies. La longitud típica varía entre 16 y 20 pies.

El arreglo triangular de los tubos da valores de diámetro de coraza más pequeños para una área requerida.

El arreglo cuadrado para los tubos es más fácil de limpiar.

Asumir una caída de presión de 5 psi por el lado de los tubos y coraza para una primera estimación.

Para determinar el diámetro de la coraza de un intercambiador de arreglo triangular: se puede utilizar la siguiente ecuación: ¹²

$$D = 1.15pitch\sqrt{Nt} ,$$

donde:

D = diámetro de pulgadas

Nt = número de tubos

O bien ₂:

1. Dibujar un triángulo equilátero conectado en los centros de tres tubos adyacentes. Cualquier lado del triángulo es el pitch del tubo. (1.25" de diámetro externo es el mínimo).
2. El área del triángulo es $172 bh$, donde b es la base y h la altura.
3. Esta área contiene 1/2 de tubo.
4. Calcular el área ocupada por todos los tubos.
5. Calcular el diámetro de la coraza que contenga esa área.
6. Agregar uno o dos diámetros de tubos como factor de seguridad.
7. El resultado es el diámetro mínimo de la coraza, aumentar 2 pulgadas como base, si este no es un diámetro estándar.

Para arreglos cuadrados proceder de manera similar o se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$D = 1.25 Pt \sqrt{Nt}$$

donde:

D = diámetro de pulgadas

Nt = número de tubos

ENFRIADORES CON AIRE,

Para enfriadores con aire se debe usar un acercamiento de 40 °F, basada en la entrada de temperatura alta del fluido a enfriar.

Asumir que el aire está a 100 °F en días calurosos para asegurar que el área calculada sea la adecuada.

Asumir 20 HP de potencia por cada 1000 pie² de área por el desplazamiento de aire. Asumir una U 0 70 Btu / hr* pie² °F para cálculos aproximados.

CONDENSADORES.2

Para condensadores en torres de destilación, de ser posible, la condensación debe de ser total.

Para el diseño de condensadores de mezclas, se debe considerar, los puntos de burbuja y rocío de la mezcla para estimar la diferencia de temperaturas adecuada.

Para condensadores parciales se debe asegurar que la cantidad de reflujo en la torre es la adecuada.

Para condensadores enfriadores utilizar los mismos acercamientos que para enfriadores con agua.

Basar la media logarítmica de temperatura en las entradas y salidas si el calor latente es pequeño comparado con el sensible, si es el caso contrario basar la media logarítmica de temperatura en los puntos de burbuja y rocío.

La masa velocidad de líquidos dentro de los tubos es del orden de 500,000 a 9,000 lb/hr pie². Por el lado envolvente son de un 40 a 60 % menores.

REHERVIDORES.2

Para un diseño preliminar, usar en general un flux de 12,000 BTU/hr pie² para fluidos orgánicos y de 30,000 BTU/hr pie² par soluciones acuosas, como máximo.

Para prevenir una película que disminuya la eficiencia del equipo, el gradiente de temperatura debe ser de 45 °F y el coeficiente de transferencia global de 250 Btu/hr pie² °F.

Para destilación con presión el rehervidor deberá operar aproximadamente a 0.5 MMBtu / hr D², (D es el diámetro de la columna de destilación en pies), para destilación atmosférica el factor es de aproximadamente 0.3. Para destilación al vacío el rehervidor debe operar alrededor de 0.15 MMBtu/hrD²

En rehervidores termosifón no se tiene una total vaporización por paso, de hecho el fluido a la salida es en su mayoría líquido. Una relación de 4:1 líquido : vapor es casi el mínimo, esta relación puede ser de 10:1 ó mayor.

**CAPITULO IV
CRITERIOS HEURÍSTICOS
PROCESOS DE
SEPARACIÓN**

DESTILACION...

La destilación es en general el método de separación de líquidos que representa menores costos siendo comparado con la extracción, absorción, cristalización u otros.

Si la volatilidad relativa es 1.1 o menor la extracción u otro método de separación es mejor que la destilación.

El diseño de una columna de destilación sigue los siguientes pasos:

- Evaluación del dato de equilibrio vapor- líquido.
- Cálculo del número de etapas de equilibrio.
- Determinación de charolas hidráulicas.
- Selección de la eficiencia de platos o empaques (Suponer 50% de eficiencia en platos para conocer el número de etapas reales)

Los métodos cortos para el diseño de una torre de destilación no consisten en el se trata de:

1. Estudio económico preliminar.
2. Evaluación de los parámetros de las variables de operación.
3. Separación con bajos requerimientos de purificación (contaminantes < 0.5 % en peso).
4. Diseños rigurosos para sistemas ideales o cercanos a estos.
5. Diseños para sistemas donde se desconoce el dato de equilibrio (Se puede principiar suponiendo un comportamiento ideal en ambas fases para el cálculo del equilibrio.)
6. Si el sistema tiene un comportamiento fuertemente no ideal y no forma azeótropos (La suposición de comportamiento ideal para estimar columnas y prediseñar es buena y da valores aceptables).

Los métodos rigurosos se utilizan si:

1. Se desea separar multicomponentes que requieren altas puridades de producto.
2. El sistema se aleja de la idealidad, pero se cuenta con datos de equilibrio.
3. La volatilidad relativa entre los componentes a separar es menor a 1.1.
4. Uno o más de los componentes está cerca de la presión crítica.

DESTILACION.11

La destilación, es en general, el método de separación de líquidos que representa menores costos siendo comparado con la extracción, absorción, cristalización u otros.

Si la volatilidad relativa es 1.1 o menor la extracción u otro método de separación es mejor que la destilación. 1

El diseño de una columna de destilación sigue los siguientes pasos:

- Evaluación del dato de equilibrio vapor - líquido.
- Cálculo del número de etapas de equilibrio.
- Determinación de charolas hidráulicas.
- Selección de la eficiencia de platos o empaques.
(Suponer 50% de eficiencia en platos para conocer el número de etapas reales)

Los métodos cortos para el diseño de una torre de destilación se consideran si se trata de:

1. Estudio económico preliminar.
2. Evaluación de los parámetros de las variables de operación.
3. Separación con bajos requerimientos de purificación (contaminantes > 0.5 % en peso).
4. Diseños rigurosos para sistemas ideales o cercanos a estos.
5. Diseños para sistemas donde se desconoce el dato de equilibrio. (Se puede principiar suponiendo un comportamiento ideal en ambas fases para el cálculo del equilibrio.)
6. Si el sistema tiene un comportamiento fuertemente no ideal y no forma azeótropos (La suposición de comportamiento ideal para estimar costos y prediseñar es buena y da valores aceptables).

Los métodos rigurosos se utilizan si:

1. Se desea separar multicomponentes que requieran altos grados de pureza.
2. El sistema se aleja de la idealidad, pero se cuenta con datos de equilibrio.
3. La volatilidad relativa entre los componentes a separar es menor a 1.3
4. Uno o más de los componentes esta cerca de la presión crítica.

SELECCIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACION.,11

Antes de iniciar el diseño o evaluación de una columna de destilación es necesario definir los siguientes parámetros de operación:

- Composición de la alimentación. Cuando la relación de composición de los componentes es grande ($>5:1$), la variación en la composición de la alimentación tiene una gran influencia en la relación del reflujo y en el número de platos. Esta variación es menor cuando la concentración de los componentes claves en la alimentación es de magnitudes similares.
- Pureza del producto. La concentración de los componentes en el domo y en el fondo de la torre es el único criterio para establecer el número de etapas y la relación de reflujo requerida.

Para primeras aproximaciones se puede asumir que el componente valioso se recupera en un 99 a 99.9, lo cual se modifica si existe un azeótropo. Si la columna opera a alta presión se deben considerar porcentajes más bajos.

- Dato de equilibrio. Cuando sea posible la relación de equilibrio de un sistema debe establecerse experimentalmente. Asumir un sistema ideal no es del todo válido. En sistemas no ideales el coeficiente de actividad se desvía de la idealidad. La relación de la volatilidad entre componentes es entonces menor en el domo dificultando la obtención de la pureza predicha en un sistema ideal. A continuación se muestran una serie de mezclas con relación a la idealidad.

Las mezclas de isómeros usualmente forman soluciones ideales.

Hidrocarburos alifáticos cercanos a la ebullición a presiones menores de 10 ATM.

Mezclas de compuestos similares en peso y estructura no se desvían mucho de la idealidad. (compuestos insaturados, anillos, naftas, etc.)

Mezclas de alifáticos con aromáticos.

Inertes como CO_2 , H_2S , H_2 , N_2 presentes en mezclas de compuestos pesados tienden a ser no ideales.

Mezclas de compuestos polares y no polares son no ideales.

Azeótropos y fases de separación son fuertemente no ideales.

I
D
E
A
L
I
D
A
D



La volatilidad relativa puede considerarse constante si:

1. El calor latente de vapor de los componentes ligeros son aproximados a el de los componentes pesados.
 2. Si los puntos de ebullición de los componentes ligeros y los componentes pesados son cercanos.
 3. Si los componentes ligeros y los componentes pesados son similares químicamente.
- Influencia de la temperatura en la alimentación y reflujo. La calidad de la alimentación puede tener un efecto notable en los requerimientos de platos. Si la alimentación es enfriada por debajo de su punto de burbuja, el número de charolas en la sección de rectificación disminuye. Más calor será requerido en el rehedidor y menos enfriamiento en el condensador.

Enfriando el reflujo aumentará la relación molar de los flujos de líquido y del vapor, aumentando el reflujo interno.

El domo operará como un condensador parcial y el vapor recalentará el reflujo externo a su temperatura de equilibrio.

Usualmente esta no es justificación para enfriar el reflujo antes de regresarlo a la columna.

Se debe comparar la temperatura de fondo con la temperatura del vapor disponible. Se recomienda de 30 a 45 °F de acercamiento, reajustando la presión en caso de ser necesario.

- Presión de operación. Al aumentar la presión de operación aumentaremos la temperatura del rehedidor y del condensador, este cambio provoca una disminución de la velocidad del vapor incrementando la densidad del vapor, facilitando la separación. En servicios de vacío este efecto es más pronunciado.

La presencia de compuestos sensible al calor o con tendencia a reaccionar requieren de un servicio al vacío.

A veces la presión de operación tiene que estar fuera de la región de un azeótropo o por debajo de la presión crítica de los componentes.

La presión de operación de la torre se determina a menudo por la temperatura del medio de enfriamiento disponible en el condensador, también puede determinarse por la máxima temperatura permisible en el rehedidor.

CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA. 11

La conservación de la energía debe considerarse en el comienzo del diseño de una torre, tomando en cuenta:

1. Recuperación del calor intercambiado entre el vapor del fondo y la corriente fría.
2. Columnas en cascada. El vapor proveniente de la primera columna es usada en el condensador de la siguiente columna.
3. Aislamiento. Económicamente se puede justificar el aislamiento siempre que las temperaturas de proceso sean menores de 60 °C.
4. Generación de vapor de baja presión en condensadores.
5. Reducción de niveles de refrigeración en separaciones a bajas temperaturas utilizando la mayor presión posible.
6. Aumentar la presión de los vapores del domo para aumentar el nivel de energía en el rehedidor.

CÁLCULOS CON MÉTODOS CORTOS. 11

Se recomienda establecer primero el grado de separación teórico posible y luego estimar que tanto se puede lograr la separación con un equipo comercial.

Para estimar el número de platos teóricos se pueden utilizar los Métodos de McCabe Thiele, Ponchon -Savarit o la ecuación de Izremser.

McCabe Thiele

Para componentes similares con puntos de ebullición separados. la separación es simple y la columna poco costosa, se puede hacer una buena aproximación para el cálculo con este método.

Si los sistemas son ideales bicomponentes, se obtiene una buena aproximación para el cálculo de número de etapas teóricas.

No se recomienda cuando:

1. Son más de 25 etapas teóricas,
2. La volatilidad relativa es menor a 1.3 y cuando cualquier desviación por pequeña que sea pueda afectar la separación.
3. La volatilidad relativa es mayor a 5 y la mayor parte del sistema sea altamente no ideal.
4. La relación de reflujo sea muy pequeña (<1.1 veces el mínimo)
5. Las diferencias de calores molares de vaporización sean muy grandes.

El método de Ponchon -Savarit es apropiado cuando el calor latente molar difiere drásticamente o bien la temperatura entre el domo y el fondo de la columna es alta.

Una buena estimación para calcular los platos requeridos es obtener el número mínimo de platos teóricos y doblar este valor, el resultado será equivalente a una relación de reflujo alrededor de 1.3 veces el mínimo.

Las siguientes son relaciones de reflujo y número de platos razonables para diversos servicios:

	R/R_{min}	N/N_{min}
Bajos niveles de refrigeración (<150F)	1.05-1.1	2.5-3.5
Altos niveles de refrigeración	1.1-1.2	2.0-3.0
agua y aire de enfriamiento	1.2-1.3	1.8-2.5

La relación de reflujo óptimo en una torre de destilación esta alrededor de 1.15 veces la relación mínima de reflujo.

Comenzar el diseño con un flujo de operación 1.2 veces de reflujo mínimo.

Para mezclas no ideales líquidas se puede proceder de la siguiente manera:

- Hacer un diseño preliminar con la Ecuación de Kremser para las secciones de rectificación y agotamiento.
- Hacer un diseño riguroso.

Para calcular la velocidad de inundación se puede usar la correlación de Fairs y suponer una velocidad entre 60 y 85 del valor de inundación.

Usar un tiempo de residencia de 3 a 5 minutos en los fondos de las torres de platos.

Si la corriente de fondos es alimentada a quemadores u hornos, entonces el tiempo de residencia será del orden de 5 minutos.

DIÁMETRO Y ALTURA 11

El diámetro de la columna se puede calcular rápidamente a través del factor F:

$$F = v\sqrt{\rho_v}$$

v = velocidad del vapor, pies/seg

ρ_v = densidad del vapor lb/pies³

El área libre de sección transversal de la columna (área total de la columna menos el área de las bajantes) es:

$$Ac = \frac{W}{F\sqrt{\rho_v}}$$

W = flujo de vapor, lb/seg

F = Factor F (para sistemas espumantes multiplicar por 0.75).

A presiones moderadas, menores a 10 ATM, la precisión es del 15%.

Para seleccionar la velocidad superficial del vapor en la columna se pueden usar las siguientes recomendaciones:

Velocidad del vapor de 2 a 3 pies/seg, en destilaciones atmosféricas o presiones moderadas, con una caída de presión por plato de 0.5 pulgadas de agua.

Velocidad del vapor de 6 a 8 pies/seg para destilaciones al vacío de 1 pulgada de agua.

Si el diámetro es mayor a 4 pies en una torre de platos, el coeficiente de distribución es bajo y la volatilidad relativa tiende a la unidad, se puede probar el servicio con una torre empacada, pues son menos costosas que las de platos.

Si el diámetro de la torre es menor a 18", rediseñar la torre probando con empaques.

Los diámetros de la torre se especifican en incrementos de 6".

Para estimar la altura de la torre con fines de costos, se puede usar 2 pies entre plato y plato y agregar 4 pies en el domo y 6 en el fondo.

Por razones de accesibilidad el espacio entre platos debe de ser de 20 y 24 pulgadas.

Si el diámetro de la torre esta entre 12 y 15 pies se debe considerar un espaciamiento de platos de 36".

Un factor de seguridad de 10% sobre el número de platos calculados es razonable.

El límite de la altura de una torre debe de ser de 157 pies aproximadamente, porque a mayor altura se tienen problemas de estabilidad. Otro criterio es que la relación L/D debe ser menor o igual a 30.

Si una torre de gran tamaño debe partirse, una opción es poner la sección de enriquecimiento y la de agotamiento en torres separadas. Si no puede partirse la torre se requerirán cimentaciones especiales cuando una torre es muy alta.

VERTEDEROS Y BAJANTES. 1, 11

La longitud del vertedero de salida de líquidos en una torre de platos es en general del 75 al 80% del diámetro de la torre de la columna, para fluidos espumantes se recomienda el 95% y no deberá ser menor del 50% del diámetro de la columna.

A mayor altura de vertedero de salida del líquido mayor altura del líquido en el plato, mayor burbujeo y tiempo de contacto, por lo tanto mayor eficiencia de plato pero mayor arrastre y caída de presión a través del mismo.

Para servicios a presión se recomienda una altura de 2".

Para servicios al vacío se recomienda una altura de 1".

La altura mínima recomendada es de 1/2".

La longitud del vertedero debe diseñarse para mantener una cresta del líquido de 0.25 a 0.5 pulgadas como mínimo para lograr una buena distribución del mismo.

Si el flujo del líquido es pequeño se recomienda usar vertederos dentados, con ranuras o cuadrados.

Las bajantes en general se construyen del mismo material y espesor usados para los platos.

Las bajantes no deben ser más pequeñas del 5% del total del área libre de sección transversal de una columna.

Si la velocidad es pequeña quizá sea necesario la instalación de bajantes tubulares y vertederos segmentados. El máximo flujo recomendado para vertederos segmentados es de 70 gpm / pies.

Si el sistema es espumante, la separación se efectúa a altas presiones o se desea tener mayor área activa se deben instalar bajantes inclinadas que proporcionan el suficiente volumen para separar el líquido y el vapor sin desperdiciar área.

Se recomienda que la distancia entre la bajante y el plato sea de la mitad de la altura del vertedero o de 3/4".

La velocidad del fluido en el espacio por debajo de la bajante y el piso de la charola debe diseñarse de modo tal que ese tenga una mínima restricción al flujo del líquido y una baja caída de presión.

Con el fin de asegurar el sello hidráulico se recomienda fijar el claro a una altura de 1/2" o más la altura del vertedero.

Si la altura del líquido rebasa lo recomendado, se debe aumentar el claro.

Si se tiene un servicio muy sucio y se desea usar charolas de retención, entonces el claro de la bajante debe ser de 2".

La bajante del plato de fondos o de un plato, donde existe un cambio de números de pasos, deberá mantener un sello de líquido que impida que el vapor penetre al plato anterior, para lo cual se usan charolas de sello.

Cuando se utilizan charolas de sello se recomienda que:

1. El faldón de la bajante se extienda 1" o 2" por debajo del nivel del plato, para asegurar el sello hidráulico.
2. El área del claro que cruza el líquido en su trayectoria ascendente hacia el plato deberá ser mayor o igual que el área del claro bajo la bajante para evitar restricciones al flujo del líquido.
3. Deberán colocarse orificios de drene en la parte inferior de las charolas de retención.
4. La profundidad normal de las charolas es de 4", pero para flujos altos se emplean profundidades hasta de 6", pero se debe cumplir con que la profundidad no sea mayor al 25% del espacio entre platos.

Se sugiere el uso de mamparas antisalto en bajantes centrales o intermedias para evitar saltos de líquidos de éstos sobre el vertedero cuando la dimensión sea mayor al 60% de anchura de la bajante.

Se recomienda colocar canales de soporte paralelos al flujo del líquido en columnas menores de 12 pies de diámetro.

El aro, los canales y las vigas de soporte del plato, deben ocupar como máximo el 25% del área transversal de la torre, estando sus valores entre 10 y 25%.

COLUMNAS DE PLATOS. 11

Deben ser consideradas primero en el diseño por:

- Costos de instalación más bajos.
- Procedimientos de diseño más conocidos.
- El ensuciamiento es bajo (Con orificios grandes).
- Capacidad igual o mayor que otros tipos (válvulas y cachuchas de burbujeo).
- Buena eficiencia si están bien diseñadas.

Su uso no se recomienda si:

- La caída de presión es baja (<2.5 mm Hg / paso).
- La proporción de líquido es baja (< 2 gal/pie promedio relación flujo - anchura).

En las columnas de platos perforados los orificios y platos perforados son de 0.25 a 0.5" de diámetro, siendo el área de los agujeros el 10% del área de sección activa.

Las columnas de platos con cachuchas se justifican cuando se tienen proporciones extremadamente bajas de líquido (menores o iguales a 2 gal/pie de relación flujo - anchura promedio). El tamaño del sello líquido en presiones bajas y columnas atmosféricas es de 1/4 a 1/2 pulgadas.

La caída de presión en un plato con cachuchas es de 2.5 a 5 pulgadas de líquido.

Las cachuchas están espaciadas para obtener un pitch de 1.25 a 1.5 pero nunca menor a 1".

Los platos de válvula tienen agujeros de 1.5" de diámetro con un promedio de 12 a 14 válvulas por pie cuadrado de sección activa.

Las columnas de platos operan al 40 y 85% de inundación.

COLUMNAS EMPACADAS

Las columnas empacadas se utilizan en:

1. Operaciones con bajas caldas de presión (Columnas al vacío).
2. Relaciones altas de líquido / gas.
3. Medios corrosivos (son requeridos internos de cerámica o plásticos).
4. Columnas de diámetro pequeño en donde los platos serían más costosos.

La distribución del líquido es uno de los términos más críticos para el diseño. Para una buena irrigación la velocidad del flujo deberá estar alrededor de 2 gpm/pies².

Un distribuidor de líquidos en torres empacadas debe estar entre 5 y 10 pies, pero en algunos casos puede colocarse hasta cada 20 pies.

Empaques al azar o estructurados son usados especialmente para torres con diámetros menores a 3 pies y cuando se requiere una baja calda de presión.

Para flujos de gases de 500 pies³/min se puede usar empaques de 1 1/4" y 1 1/2". Para flujos menores se usan empaques que van de 1/4 a 1" de diámetro nominal.

La razón entre el diámetro de la torre y el diámetro del empaque debe ser menor a 15 y mayor a 10, o bien se pueden tomar en cuenta las siguientes recomendaciones:

Tamaño de Empaque pulgadas	Diámetro mínimo de la columna pulgadas
1	12
1 1/2	24
2	42

Otro criterio para definir el diámetro del empaque es que sea aproximadamente un décimo del diámetro de la torre.

La altura equivalente de platos teórico (HETP) para torres empacadas es relativamente constante, las siguientes recomendaciones son para caldas de presión de 0.2 a 10" de agua / pie:

Tamaño de Empaque pulgadas	HETP pulgadas
1	15-21
1 1/2	22-29
2	30-39

Las torres empacadas deben operar cerca del 70% del valor de inundación.

SECUENCIA DE SEPARACIÓN. (REGLAS DE KING) ₁

La secuencia en torres de destilación esta sujeta a varias reglas heurísticas, las cuales en un caso dado pueden contradecirse:

- Remover los materiales corrosivos o peligrosos primero.
- Remover los más reactivos o monómeros primero.
- Remover primero el componente predominante en la alimentación.
- Hacer la separación más fácil primero.
- Entre diferentes alternativas de separación de una mezcla multicomponente deberá usarse en primer término el proceso más barato.
- Dejar las separaciones difíciles al final.
- Operar preferentemente a presiones atmosféricas o moderadas, operar preferentemente a alta presión que al vacío y finalmente operar a alta temperatura preferentemente que en condiciones criogénicas.
- Preferir no introducir un componente ausente en la mezcla original, pero si es necesario introducirlo y recuperarlo lo más pronto posible.
- Hacer la separación más económica primero.
- Hacer separaciones 50/50 siempre que sea posible.

ABSORCIÓN ₁₀

El diseño de las torres de absorción es similar al de las torres de destilación en:

1. Eficiencia de platos.
2. Cálculo del diámetro de la torre.
3. Valores del coeficiente de transferencia de masa (K). (En la destilación la volatilidad relativa (α) es generada de valores de K.

El número óptimo del factor de absorción en una torre esta en el rango de 1.25 a 2.0, donde el factor de absorción A, es igual a la relación:

$A = K^* (V/L)$, donde K es la constante de equilibrio de vapor.

La eficiencia de platos para absorción de hidrocarburos ligeros y soluciones acuosas es del orden de 10 y 20%.

Las torres empacadas son muy usadas en absorción por manejar grandes volúmenes de líquidos. El máximo flujo permitido aumenta conforme aumenta el tamaño del empaque, de acuerdo a :

Tamaño del empaque pulgadas	Irrigación Máxima GPM/ Pie ²
1	39
1 1/2	55
2	68

La eficiencia en absorción es más variable que en destilación. La altura de las unidades de transferencia (HTU) para empaques de 2" en sistemas típicos de absorción tenemos:

Soluto	Absorbedor	HTU pies
Amoniaco	Agua	1.9
Sulfuro de Hidrógeno	Solución de NaOH al 16%	4.3
Propano	Absorción ligera de combustible	4.5
Dióxido de Carbono	Solución de MEA al 17%	4.7

EXTRACCIÓN LIQUIDO - LIQUIDO. 10

La fase dispersa debe ser la que tiene el flujo volumétrico mayor, excepto en equipos de mezclado. Debe ser la fase que moja más, la menos costosa o menos peligrosa.

Los asentadores se diseñan con un tamaño de gota experimental, o de no tenerse suponiendo un tamaño de 150 micras de diámetro (aún existe coalescencia por gravedad y la emulsión es inestable).

En recipientes abiertos el tiempo de residencia es de 30 a 60 minutos, o bien las velocidades superficiales son de 0.5 a 1.5 pies/min.

La eficiencia de las etapas de extracción global se pueden tomar como de un 80%.

Las torres empacadas son empleadas cuando son suficientes de cinco a diez pasos. Utilizar anillos Pall o algunos de alta eficiencia.

La fase dispersa no debe exceder los 25 gal/min y debe redistribuirse cada cinco o siete pies.

Las torres empacadas no son satisfactorias para dar servicio si la tensión superficial es mayor a 10 dinas/cm.

Las torres de platos tienen orificios de 3 a 8 mm. La velocidad en los orificios debe mantenerse menor a 0.8 pies/segundo para evitar la formación de gotas pequeñas.

La redispersión de la fase en cada plato en una torre de platos para extracción puede ser diseñada para espaciamentos entre platos de 6" a 24" y con eficiencias de 20 al 30%.

SEPARADORES. 11

SEPARADORES LIQUIDO - VAPOR

Los separadores líquido - vapor son usados para separar un líquido de un vapor cuando el volumen del primero es pequeño comparado con el segundo.

Velocidad de vapor permisible.

Para partículas esféricas de vapor, en la región de Stokes ($N_{RE} < 1.0$, y diámetro de partícula de 3-100 *micras*), la velocidad terminal esta dada por:

$$u_t = k \left[\frac{(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v} \right]^{1/2}$$

Donde:

u_t = velocidad terminal de vapor (cuando velocidad de la partícula de líquido es cero).

k = constante basada en la tensión superficial, tamaño de partícula y otras características físicas del sistema que afecten la separación, para la mayoría de los sistemas el rango es de 0.1 a 0.35, pero se pueden tomar valores recomendados de k .

Diámetro del separador vertical.

Ya que la velocidad de vapor es una función directa del diámetro del recipiente se puede utilizar la ecuación anterior de velocidad permisible para el diseño del separador.

Con el valor del flujo volumétrico actual del vapor v , el área transversal del separador se determina dividiendo la velocidad terminal entre el flujo volumétrico actual.

Para asegurar una buena separación el separador debe dimensionales, en casos normales, con una velocidad de vapor del 15% de la velocidad terminal.

Los eliminados de niebla reducen el diámetro de los separadores, ya que permiten ignorar el factor de seguridad del 15% y la velocidad de vapor permisible es igual a la velocidad del vapor, para dimensionar el diámetro del recipiente se divide el flujo volumétrico entre la velocidad terminal.

Por lo que:

$$A_D = \frac{v}{u_t}$$

$$D = \sqrt{4 \frac{A_D}{\Pi}}$$

A_D = área transversal

D = diámetro del separador

La altura del nivel de líquido en un separador vertical dependerá del tiempo de residencia dictado por consideraciones de proceso, el nivel se puede calcular como:

$$L = \frac{v \times t_{\text{residencia}}}{A_D}$$

Un separador vertical es usualmente especificado cuando los tiempos de residencia son pequeños.

Procedimiento estandarizado para el diseño de separadores verticales:

- La velocidad de vapor permitida en un separador debe ser igual a la velocidad terminal, v_t , cuando se utiliza un eliminador de niebla. De todas formas la velocidad de vapor permisible no debe ser mayor del 15% de la velocidad terminal cuando no se utilicen eliminadores de niebla.
- La distancia entre la entrada y la parte más baja del eliminador de niebla debe ser igual al diámetro del separador. Cuando este es menor de tres pies, la altura del espacio de separación debe ser de tres pies como mínimo.
- La distancia entre la boquilla de alimentación y el nivel máximo del líquido debe ser la mitad del diámetro del recipiente o 2 pies mínimo.
- La dimensión entre la tangente superior del separador y la parte inferior del eliminador de niebla debe ser de 1 pie, 3 pulgadas como mínimo.
- Los recipientes con diámetros iguales o mayores a 3 pies deben especificarse en incrementos de 6 pulgadas. En los recipientes de coraza y platos se debe especificar su diámetro interno (I.D.)

- La alimentación deberá tener un arreglo interno para desviar el flujo. Recipientes con diámetros mayores o iguales a 3 pies deberán de tener la capucha unida a la coraza cubriendo la boquilla de alimentación.
- Las salidas deberán de tener baffles antivortex
- Los eliminadores de niebla deberán especificarse con 4 pulgadas de espesor, densidad de 9 lb/ft³ y de acero inoxidable. Los eliminadores en espiral no son aceptables.

SEPARADORES HORIZONTALES

La velocidad de vapor debe ser lo suficientemente baja para permitir a las partículas de líquido el tiempo necesario para sedimentarse en el recipiente antes de que el vapor abandone el recipiente.

En un separador horizontal la velocidad de vapor no debe ser mayor del 15% de la velocidad terminal calculada, además de que el área transversal ocupada por el vapor (f_{av}) no sea menor al 15% del área total transversal.

Para encontrar el diámetro de un separador horizontal se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{f_{hv} \times V}{\frac{L}{D} \times \frac{\pi}{4} \times f_{av}}}$$

donde:

f_{av} = área transversal ocupada por el vapor.

f_{hv} = altura del área ocupada por el vapor.

V = flujo volumétrico.

D = diámetro del separador.

L = longitud del separador.

La ecuación anterior requiere de cálculos con iteraciones pero pueden tomarse las siguientes recomendaciones:

- Las relaciones L/D para recipientes horizontales están dictadas por restricciones económicas, las siguientes recomendaciones están basadas en diseños económicos:

Presión de operación, psig	Relación L/D
0-250	3.0
251-500	4.0
501 y mayores	5.0

- Escoger el nivel del líquido al centro de línea del separador, por lo que $f_h = f_u$

Reduciéndose a:

$$D = \sqrt{\frac{V}{3 \times \frac{\pi}{4} \times (0.15 \times u_t)}}$$

Proporcionando un buen punto de inicio para las iteraciones para determinar el tamaño del separador horizontal operando a menos de 215 psig de presión. La velocidad terminal ha sido reemplazada por la velocidad de vapor multiplicando por el factor de diseño de 0.15.

Procedimiento estandarizado para el diseño de separadores horizontales:

- El nivel máximo de líquido debe ser el que permita una altura mínima de espacio de vapor de 15 pulgadas, pero deberá de estar por encima del centro de línea del separador.
- Las boquillas de entrada y salida se deben localizar tan cerca como prácticamente sea posible a la tangente del recipiente.
- La salida del líquido deberán tener baffles antivortex.

Cuando el tamaño de un recipiente es establecido por el tiempo de residencia del líquido, el diámetro del recipiente se determina por iteraciones. Si f_{al} es la fracción de área transversal ocupada por el líquido, el tiempo de residencia esta dado por:

$$t_h = \frac{[(\pi / 4) \times D^2 \times f_{al} \times L]}{V_l}$$

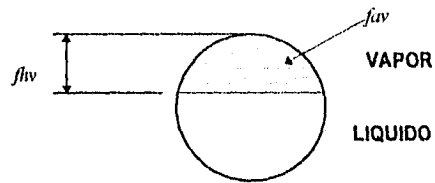
Donde:

L = longitud del recipiente

V_l = flujo volumétrico del líquido.

Utilizando los rangos de L/D recomendados anteriormente se simplifica a:

$$D = \left[\frac{thV_l}{L/D \times (\pi/4) f_{al}} \right]^3$$



**CORTE TRANSVERSAL
DE UN SEPARADOR**

Valores de k basados en relaciones de flujo líquido - vapor (con eliminadores de niebla).

Factor de separación $W_l/W_v (\rho_v/\rho_l)^{1/2}$	Recipientes verticales	Recipientes horizontales
	85% inundación	$k_H = 1.25 k_{VERTICAL}$
0.06	0.25	0.31
0.08	0.30	0.37
0.01	0.33	0.41
0.02	0.40	0.50
0.04	0.44	0.55
0.06	0.44	0.55
0.08	0.43	0.54
0.1	0.42	0.52
0.2	0.37	0.46
0.4	0.29	0.36
0.6	0.22	0.27
0.8	0.18	0.22
1.0	0.16	0.20
2	0.075	0.094
4	0.033	0.041
6	0.018	0.022

NOTA: w es flujo de vapor o líquido en lb/segundo y ρ densidad en lb/pies³.

Valores de k basados en la altura del separador (con eliminadores de niebla).

Altura del separador, pulgadas	Valor de k permitido
3	0.12
4	0.15
5	0.19
6	0.22
7	0.25
8	0.29
9	0.32
10	0.35
11	0.38
112	0.40
13	0.42
14	0.43

Tiempos de residencia para líquidos

Servicio (minutos)	L_{HL} a L_{LL} (mínimo)	1/2 Lleno	Misceláneos
Recipiente de torres de reflujo	5 basado en reflujo	5 a 10 basado en flujo total	-
Separadores vapor - líquido		3-5	
Productos a almacenar	Parte superior del fraccionador: 2		
Productos a calentar	Parte superior del fraccionador: 10		
Tanque igualador de cargas			10 mínimo 20 máximo
Fondo de torres			5 mínimo 10 máximo

SEPARADORES LIQUIDO - LIQUIDO.

El siguiente diseño empírico para la separación de mezclas de líquidos inmiscibles es satisfactorio para la mayoría de los casos.

- Calcular el tiempo de residencia de acuerdo a:

$$T = 0.1 \left[\frac{\mu}{\rho_b - \rho_l} \right]$$

donde:

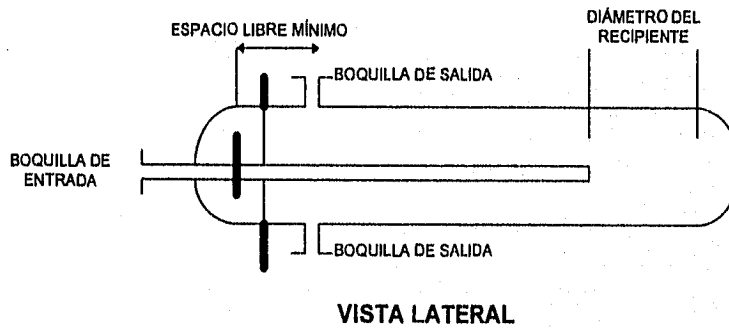
T = Tiempo de residencia en horas.

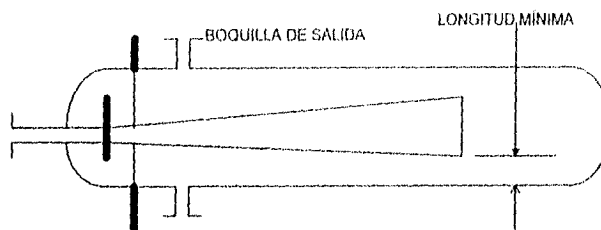
μ = Viscosidad de la fase continua, cp.

ρ_b = Densidad relativa de la fase pesada.

ρ_l = Densidad relativa de la fase ligera.

- Asignar una relación de L/D de 5 y dimensionar el tanque de acuerdo al tiempo de residencia.
- Deberá de contar con boquillas de entrada y salida, así como con un cono interno plano como se muestra en las siguientes figuras





VISTA SUPERIOR

El mínimo espacio de la fase pesada en el fondo del tanque se debe definir fijando el nivel más bajo de la interface en un 20% del diámetro del separador.

La mínima distancia entre el nivel alto y bajo de la interface debe dar un tiempo de residencia de dos minutos.

Los separadores líquido - líquido son diseñados con velocidades de asentamiento entre 2 y 3 minutos.

Si el diámetro de gota es menor a 100 micras entonces, se deben usar placas corrugadas o alguna otra técnica para incitar la coalescencia de las gotas, tales como arena o fibras especiales.

Si el número de Reynolds es menor a 5,000 en separadores líquido - líquido existirá arrastre y la separación será menos eficiente.

Las boquillas se dimensionar de acuerdo a la descarga de la bomba.

Indicadores de nivel deben ser localizados a la entrada y salida del recipiente.

GUÍA DE PURIFICACIÓN GENERAL.

- Si una impureza de alimentación no es inherente y esta presente en cantidad significativa removerla.
- Si una impureza esta presente en un gas de alimentación suponerla como la primera impureza del proceso.
- Si la impureza esta presente en gran cantidad removerla.
- Si la impureza esta presente como azeótropo en un reactivo es mejor procesar la impureza.

- Si la impureza envenena la reacción removerla.

Si no se esta seguro de que la decisión es correcta, debemos considerar una decisión opuesta como una alternativa al proceso.

TORRES DE ENFRIAMIENTO ¹⁶

El agua en contacto con aire en condiciones adiabáticas eventualmente se enfría a la temperatura de bulbo húmedo.

En unidades comerciales el 90% de saturación del aire es muy factible.

La estructura de la torre debe ser tal que la caída de presión sea mínima a través de ella, teniendo como máximo 2 pulgadas de agua.

La velocidad de circulación de agua es de 1 a 4 gpm/pie² y la velocidad del aire es de 1,300 a 1,800lb/ hr pie² o 300 a 400 pies/min.

El tamaño de la torre depende de la diferencia entre las temperaturas de salida y de bulbo húmedo, de acuerdo a:

ΔT °F	5	15	25
Volumen Relativo	2.4	1.0	0.55

La torre de tiro inducido en contracorriente es la más usada en la industria de procesos químicos, petroquímicos y de refinación. Estas torres están disponibles para enfriar agua con 2 °F de temperatura de bulbo húmedo.

Las pérdidas por evaporación son del orden de 1 al 5% de la recirculación por cada 10 °F de rango de enfriamiento.

La temperatura de bulbo húmedo de diseño es aquella que no es excedida más de un 5% del tiempo en el año.

El número de unidades de transferencia esta dado por:

$$N_{\log} = S \, dH / (H_{\text{sat}} - H) \text{ evaluada de } H_2 \text{ a } H_1$$

donde:

H = Entalpía del aire BTU/ lb de aire seco.

H₁ = Entalpía de entrada del aire BTU/ lb de aire seco.

H₂ = Entalpía de salida del aire BTU/lb de aire seco.

H_{sat} = Entalpía de saturación del aire BTU/lb.

Khodaparast propone la siguiente ecuación para encontrar la Entalpía de Saturación:

$$H_{sat} = (-665.432 + 13.4608t - 0.784152t^2) / (t-212)$$

Esta ecuación es aceptable si la temperatura del aire es de 50°F o superior, la diferencia de temperaturas es de 5 °F o mayor y el número de transferencia cae en un rango de 0.1 a 8.

**CAPITULO V
ANÁLISIS Y ACTUALIZACIÓN
DEL DIÁMETRO OPTIMO EN
TUBERÍAS**

ANÁLISIS Y ACTUALIZACIÓN DEL DIÁMETRO OPTIMO .

Entre los problemas principales que se han encontrado en la Ingeniería Química está el continuo transporte de líquidos a diversas viscosidades, densidades, etcétera; por consiguiente, la evaluación económica del diámetro es de gran importancia. La selección de éste se sustenta en el establecimiento de un balance entre el costo de la tubería, el cual se incrementa al aumentar el diámetro y el costo de la calda de presión (costo de bombeo), algunas otras variables se involucran en su evaluación, mismas que se citarán posteriormente.

Cuando existe algún cambio en una variable de diseño, ésta puede traer por consiguiente un incremento o decremento en el valor final, por lo que todas las variables de diseño involucradas deberán ajustarse para obtener un mínimo en los costos totales.

Para facilitar la optimización es conveniente clasificar los costos totales en costos fijos y costos directos. Los primeros se mantienen casi constantes año con año y son independientes de la producción, filosofía de operación y equipo; además incluyen intereses en el préstamo de capital, renta, seguro, impuestos de propiedad y depreciación del equipo. Los costos directos son directamente dependientes de la producción, éstos aumentan de acuerdo al incremento de aquella y, en general, incluyen el costo de la materia prima, mano de obra servicios auxiliares como energía, vapor y agua de enfriamiento.

El procedimiento analítico de la optimización del diámetro de tubería puede ser referido simplemente a una variable de diseño x . Como paso inicial, los costos fijos y directos se expresan como funciones algebraicas de las variables de diseño en cuestión, empleando los datos de los costos disponibles.

$$\text{costos fijos} = f_1(x)$$

$$\text{costos directos o variables} = f_2(x)$$

Las funciones f_1 y f_2 son conocidas y la variable de diseño x puede ser el diámetro de la tubería. En tanto, los costos totales C_T son la suma de los costos fijos y directos.

$$C_T = f_1(x) + f_2(x)$$

Diferenciando con respecto a x , e igualando a cero para obtener el costo total mínimo, se tiene:

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} f_1(x) + \frac{\partial}{\partial x} f_2(x) = 0$$

Resolviendo la ecuación anterior para x , se obtiene el valor óptimo de la variable de diseño x_{opt} . La solución de este procedimiento puede ser muy complicada, dependiendo de cada aplicación en particular.

El procedimiento analítico de optimización del diámetro en patrones de flujos laminares y turbulento, se muestra a continuación:

Flujo laminar:

$$D_{opt} = \left[\frac{0.096 C_e Q^2 h \mu_c}{p'(a+b)(Fr+1)XE} \right]^{\left(\frac{1}{4+p}\right)} \quad \dots(1)$$

Flujo turbulento:

$$D_{opt} = \left[\frac{1.32 C_e Q^{2.84} h \mu_c^{0.16} \rho^{0.84}}{p'(a+b)(Fr+1)XE} \right]^{\left(\frac{1}{4.81+p}\right)} \quad \dots(2)$$

Donde:

D_{opt} = Diámetro óptimo de tubería, pulgadas.

C_e = Costo de la energía eléctrica, DLLS/KWH.

Q = Flujo volumétrico pies³/seg.

h = Horas de operación por año.

μ_c = Viscosidad cp.

p' = Constante para cada material de tubería, el cual se obtiene de la pendiente de una gráfica logarítmica de costo de tubería y el diámetro de esta. Para tuberías nuevas este valor es aproximadamente de 1.5 para diámetros mayores a una pulgada y 1.0 para diámetros menores a una pulgada.

a = Costos fijos anuales expresados como una fracción del equipo instalado.

b = Costos anuales de mantenimiento expresados como una fracción del costo del equipo instalado.

Fr = Relación del costo total de accesorios y erección al costo total de tubería.

X = Costo de compra de la tubería por pie de longitud cuando $D = 1$ pulgada.

E = Eficiencia del motor y la bomba expresada como fracción.

Analizando estas ecuaciones se observa que:

La determinación del costo de la caída de presión depende de las condiciones de flujo. En flujo laminar la caída de presión varía de manera diferente a la velocidad y diámetro que en el caso del flujo turbulento razón por la cual el diámetro óptimo será diferente en las dos regiones, siendo menor en el caso de flujo laminar.

La densidad afectará el cálculo del diámetro óptimo, solo en régimen turbulento.

El costo de la energía eléctrica y la viscosidad aumentan el tamaño del diámetro óptimo, teniendo un efecto mayor en la dimensión la variación de la primera, por lo que se debe de actualizar el criterio del diámetro óptimo económico al variar el costo de operación (costo de energía eléctrica).

Los costos de tubería, instalación y mantenimiento, así como la eficiencia de los equipos de transporte de fluidos y sus accionadores producirán una disminución en el tamaño del diámetro si estos factores aumentaran de valor.

METODOLOGÍA

Para analizar el efecto de los costos en el criterio heurístico de diámetro óptimo en flujo turbulento y laminar se recurrió a las ecuaciones citadas anteriormente, aplicándolas a consideraciones económicas de costos de 1940 (año en que establecen Sarchet y Colburn el criterio del diámetro óptimo ²⁷) 1995, con el propósito de observar, en su caso, la variación de los resultados del diámetro óptimo recomendado, a los costos considerados.

Se analizó como caso típico el transporte de agua en tubería de acero al carbón y acero inoxidable, así como el transporte de fluidos con diferentes densidades en tuberías de acero al carbón.

CONCEPTO	VALOR (AÑO 1940)	VALOR (AÑO 1995)
Costo de tubería (Acero al Carbón) DLS/pies/pulgada	0.22	1.39
Costo de Instalación	0.18	1.30
Costo de tubería (Acero Inoxidable) DLS/pies/pulgada	0.58	3.50
Costo de Instalación	0.23	1.40
Costo de Energía DLS/KWH	0.018	0.15

**DIÁMETRO OPTIMO ECONÓMICO PARA AGUA EN TUBERÍAS DE ACERO
AL CARBÓN A COSTOS DE 1940**

RAMAL

GASTO GPM	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD pies/seg.	CAÍDA DE PRESIÓN DP /100 pies
	calculado	comercial		
100	2.10	3.00	4.54	1.05
200	2.88	3.00	9.08	3.87
900	5.72	6.00	10.21	2.18
1,500	7.22	8.00	9.58	1.46
2,400	8.94	10.00	9.81	1.20
3,100	10.05	12.00	8.80	0.73
4,500	11.91	12.00	12.77	1.60
6,000	13.58	14.00	12.51	1.71

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Agua a 60 °F, densidad 62.4 lb/pies³ y 1.15 cp.

CABEZAL

GASTO GPM	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD pies/seg.	CAÍDA DE PRESIÓN DP /100 pies
	calculado	comercial		
70	1.79	2.00	7.15	3.84
140	2.45	3.00	6.36	2.24
380	3.86	4.00	9.70	3.25
650	4.93	6.00	7.38	1.18
1,100	6.27	8.00	7.02	0.81
1,800	7.84	8.00	11.49	2.08
2,200	8.59	10.00	8.99	0.90
3,300	10.34	12.00	9.36	0.86
4,500	11.91	12.00	12.77	1.60
6,000	13.58	14.00	12.51	1.71
11,000	17.90	20.00	11.24	1.78
19,000	22.96	24.00	13.48	1.01

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Agua a 60 °F, densidad 62.4 lb/pies³ y 1.15 cp.

**DIÁMETRO OPTIMO ECONÓMICO PARA AGUA EN TUBERÍAS DE ACERO
AL CARBÓN A COSTOS DE 1995**

RAMAL				
GASTO	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD	CAÍDA DE PRESIÓN
GPM	calculado	comercial	pies/seg.	DP /100 pies
100	2.43	3.00	4.54	1.05
200	3.33	4.00	5.11	0.99
900	6.62	8.00	5.75	0.55
1,500	8.35	10.00	6.13	0.47
2,400	10.35	12.00	6.81	0.50
3,100	11.63	12.00	8.80	0.73
4,500	13.78	14.00	9.38	1.00
6,000	15.71	16.00	9.58	0.88

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Agua a 60 °F, densidad 62.4 lb/pies³ y 1.15 cp.

CABEZAL				
GASTO	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD	CAÍDA DE PRESIÓN
GPM	calculado	comercial	pies/seg.	DP /100 pies
70	2.07	3.00	3.18	0.54
140	2.83	3.00	6.36	2.22
380	4.47	6.00	4.31	0.42
650	5.70	6.00	7.38	1.18
1,100	7.25	8.00	7.02	0.81
1,800	9.08	10.00	7.35	0.66
2,200	9.95	10.00	8.99	1.02
3,300	11.96	12.00	9.36	0.86
4,500	13.78	14.00	9.38	0.99
6,000	15.71	16.00	9.58	0.88
11,000	20.71	24.00	7.80	0.68
19,000	26.57	30.00	8.63	0.77

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Agua a 60 °F, densidad 62.4 lb/pies³ y 1.15 cp.

DIÁMETRO OPTIMO ECONÓMICO PARA AGUA EN TUBERÍAS DE ACERO INOXIDABLE A COSTOS DE 1940

RAMAL				
GASTO	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD	CAÍDA DE PRESIÓN
GPM	calculado	comercial	pies/seg.	DP /100 pies
100	1.76	2.00	10.21	7.59
200	2.41	3.00	3.87	2.73
900	4.73	6.00	10.21	2.18
1,500	5.95	6.00	17.02	5.85
2,400	7.34	8.00	15.32	3.80
3,100	8.23	10.00	12.67	1.76
4,500	9.73	10.00	18.39	3.87
6,000	11.07	12.00	17.02	2.77

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Agua a 60 °F, densidad 62.4 lb/pies³ y 1.15 cp.

CABEZAL				
GASTO	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD	CAÍDA DE PRESIÓN
GPM	calculado	comercial	pies/seg.	DP /100 pies
70	1.50	2.00	7.15	3.84
140	2.05	3.00	6.36	2.24
380	3.21	4.00	9.70	3.25
650	4.09	6.00	7.38	1.18
1,100	5.17	6.00	12.48	3.22
1,800	6.45	8.00	11.49	2.08
2,200	7.06	8.00	14.04	3.25
3,300	8.47	10.00	13.48	2.07
4,500	9.73	10.00	18.39	3.87
6,000	11.07	12.00	17.02	2.77
11,000	14.54	16.00	17.56	2.84
19,000	18.57	20.00	19.41	2.58

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Agua a 60 °F, densidad 62.4 lb/pies³ y 1.15 cp.

DIÁMETRO OPTIMO ECONÓMICO PARA AGUA EN TUBERÍAS DE ACERO INOXIDABLE A COSTOS DE 1995

RAMAL				
GASTO	DIÁMETRO		VELOCIDAD	CAÍDA DE PRESIÓN
	calculado	comercial		
GPM	PULGADAS		ples/seg.	DP /100 pies
100	2.04	3.00	4.54	1.05
200	2.78	3.00	3.87	2.73
900	5.45	6.00	10.21	2.18
1,500	6.86	8.00	9.58	1.46
2,400	8.47	10.00	9.81	1.20
3,100	9.50	10.00	12.67	1.76
4,500	11.23	12.00	12.77	1.60
6,000	12.78	14.00	12.51	1.71

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Agua a 60 °F, densidad 62.4 lb/pies³ y 1.15 cp.

CABEZAL				
GASTO	DIÁMETRO		VELOCIDAD	CAÍDA DE PRESIÓN
	calculado	comercial		
GPM	PULGADAS		ples/seg.	DP /100 pies
70	1.73	2.00	7.15	3.84
140	2.37	3.00	6.36	2.24
380	3.70	4.00	9.70	3.25
650	4.71	6.00	7.38	1.18
1,100	5.97	6.00	12.48	3.22
1,800	7.44	8.00	11.49	2.08
2,200	8.15	10.00	8.99	0.47
3,300	9.77	10.00	13.48	2.07
4,500	11.23	12.00	12.77	1.60
6,000	12.78	14.00	12.51	1.71
11,000	16.77	18.00	13.87	1.56
19,000	21.43	24.00	13.48	1.01

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Agua a 60 °F, densidad 62.4 lb/pies³ y 1.15 cp.

VELOCIDAD RECOMENDADA DE ACUERDO AL DIÁMETRO OPTIMO
ECONÓMICO PARA FLUIDOS CON DENSIDAD DE 50 lb/pies³ , EN
TUBERÍAS DE ACERO AL CARBÓN COSTOS DE 1940

GASTO GPM	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD pies/seg.
	calculado	comercial	
100	2.03	3.00	4.54
200	2.79	3.00	9.08
900	5.53	6.00	10.21
1,500	6.98	8.00	9.58
2,400	8.65	10.00	9.81
3,100	9.72	10.00	12.67
4,500	11.52	12.00	12.77
6,000	13.13	14.00	12.51
Velocidad promedio			10.14

VELOCIDAD RECOMENDADA DE ACUERDO AL DIÁMETRO OPTIMO
ECONÓMICO PARA FLUIDOS CON DENSIDAD DE 50 lb/pies³ , EN
TUBERÍAS DE ACERO AL CARBÓN A COSTOS DE 1995

GASTO GPM	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD pies/seg.
	calculado	comercial	
100	2.35	3.00	4.54
200	3.22	4.00	5.11
900	6.40	8.00	5.75
1,500	8.08	10.00	6.13
2,400	10.01	12.00	6.81
3,100	11.25	12.00	8.80
4,500	13.33	14.00	9.38
6,000	15.20	16.00	9.58
Velocidad promedio			7.01

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Viscosidad 1 cp

VELOCIDAD RECOMENDADA DE ACUERDO AL DIÁMETRO OPTIMO
ECONÓMICO PARA FLUIDOS CON DENSIDAD DE 100 lb/pies³ , EN
TUBERÍAS DE ACERO AL CARBÓN A COSTOS DE 1940

GASTO GPM	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD pies/seg.
	calculado	comercial	
100	2.23	3.00	4.54
200	3.06	4.00	5.11
900	6.07	6.00	10.21
1,500	7.66	8.00	9.58
2,400	9.50	10.00	9.81
3,100	10.67	12.00	8.80
4,500	12.65	12.00	12.77
6,000	14.42	16.00	9.58
Velocidad promedio			8.80

VELOCIDAD RECOMENDADA DE ACUERDO AL DIÁMETRO OPTIMO
ECONÓMICO PARA FLUIDOS CON DENSIDAD DE 100 lb/pies³ , EN
TUBERÍAS DE ACERO AL CARBÓN A COSTOS DE 1995

GASTO GPM	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD pies/seg.
	calculado	comercial	
100	2.58	3.00	4.54
200	3.54	4.00	5.11
900	7.03	8.00	5.75
1,500	8.87	10.00	6.13
2,400	10.99	12.00	6.81
3,100	12.35	14.00	6.46
4,500	14.63	16.00	7.18
6,000	16.68	18.00	7.57
Velocidad promedio			6.19

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Viscosidad 1 cp

**VELOCIDAD RECOMENDADA DE ACUERDO AL DIÁMETRO OPTIMO
ECONÓMICO PARA FLUIDOS CON DENSIDAD DE 10 lb/pies³ , EN
TUBERÍAS DE ACERO AL CARBÓN A COSTOS DE 1940**

GASTO GPM	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD pies/seg.
	calculado	comercial	
100	1.63	2.00	10.21
200	2.24	3.00	9.08
900	4.45	6.00	10.21
1,500	5.62	6.00	17.02
2,400	6.96	8.00	15.32
3,100	7.82	8.00	19.79
4,500	9.27	10.00	18.39
6,000	10.57	12.00	17.02
			14.63

Velocidad promedio **14.63**

**VELOCIDAD RECOMENDADA DE ACUERDO AL DIÁMETRO OPTIMO
ECONÓMICO PARA FLUIDOS CON DENSIDAD DE 10 lb/pies³ , EN
TUBERÍAS DE ACERO AL CARBÓN A COSTOS DE 1995**

GASTO GPM	DIÁMETRO PULGADAS		VELOCIDAD pies/seg.
	calculado	comercial	
100	1.89	2.00	10.21
200	2.59	3.00	9.08
900	5.15	6.00	10.21
1,500	6.50	8.00	9.58
2,400	8.06	10.00	9.81
3,100	9.05	10.00	12.67
4,500	10.73	12.00	12.77
6,000	12.23	14.00	12.51

Velocidad promedio **10.85**

NOTAS:

1. El cálculo se realizó con la ecuación (2)
2. Viscosidad 1 cp

RESULTADOS OBTENIDOS

En las tablas anteriores se pueden apreciar los resultados obtenidos del cálculo de diámetro óptimo económico para agua en tuberías de acero comercial y acero inoxidable con sus respectivos valores de velocidad y caldas de presión recomendadas, tabuladas con los costos de materiales, instalación y de energía eléctrica que prevalecían en 1940 y los correspondientes a 1995. De las cuales podemos hacer las siguientes observaciones:

- El diámetro óptimo comercial obtenido con los costos actuales es un diámetro nominal mayor, en la mayoría de los casos, al compararse con los correspondientes obtenidos con los costos que prevalecían en 1940, año en que fueron establecidos por primera vez.
- Al comparar la velocidad recomendada para agua obtenida en tuberías dimensionales con diámetros óptimos a costos actuales, con la obtenida con diámetros óptimos a costos de 1940, se observa que disminuyen de un 30 a un 40% en la mayoría de los casos.
- El caso de la caída de presión recomendada es similar al de velocidad, ya que está también disminuye, pero de manera más significativa, de un 40 a un 50%. Esto se explica por la gran influencia del costo de bombeo en la determinación del diámetro óptimo.

Las consideraciones antes referidas están basadas para tuberías de acero al carbón. Para determinar el efecto de cambio de material en la determinación del diámetro óptimo se estudio el caso de tuberías de acero inoxidable 2.5 veces más cara que el costo de tubería de acero al carbón y con un costo de instalación más elevado (10% mayor). De acuerdo a los resultados que se muestran en las tablas anexas:

- El diámetro óptimo actual aumenta un tamaño nominal, en algunos casos, al compararse con los correspondientes obtenidos con costos de 1940. Debe observarse que el aumento en el tamaño de la tubería de acero inoxidable es menos frecuente que en el caso de tubería de acero al carbón, esto se explica al considerar la necesidad de reducir los costos fijos de los materiales con la finalidad de obtener el mínimo del costo total.
- La velocidad recomendada obtenida a través de los diámetros nominales actuales disminuye, en promedio, de un 25 a 35%, al compararse con sus correspondientes obtenidos con diámetros recomendados con costos que prevalecían en 1940.

- La caída de presión recomendada para acero inoxidable disminuye de un 35 a un 45%, la variación es menor que en el caso de acero al carbón ya que la influencia del costo de bombeo se equilibra con el costo de tubería e instalación en el cálculo del diámetro óptimo.

Para determinar el efecto de cambio de densidad en la determinación del diámetro óptimo se estudió el caso de fluidos a diferentes densidades en tuberías de acero al carbón. Al realizar el cálculo de diámetro recomendado se observa:

- Nuevamente el efecto del aumento en los costos de operación se presenta como el aumento de un diámetro nominal en tuberías dimensionales con el criterio de diámetros óptimos recomendados con los costos de 1940 y de 1995.
- La velocidad recomendada para fluidos a diferentes densidades en tuberías dimensionales con diámetro óptimo actuales, es de un 30 a un 40% menor que la velocidad que se obtiene en tuberías basadas en el diámetro óptimo a costos de 1940. Observándose además que a medida que aumenta la densidad del fluido, el cambio en la velocidad recomendada es más notorio, esto se esperaba, ya que la densidad es una variable directamente proporcional en el dimensionamiento del diámetro óptimo.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:

- La velocidad de un fluido es la primera variable a definir en el cálculo de circuitos hidráulicos. La velocidad óptima económica resulta del balance entre los costos fijos (costo de material e instalación de tubería) y los costos de operación (costo de energía eléctrica).
- Al analizar la relación de costos totales en el cálculo del diámetro óptimo económico, se observa que el incremento en el costo de energía eléctrica (costo de operación) tiene una influencia mayor, que el incremento en los costos de tubería e instalación de la misma, en el cálculo del diámetro óptimo y por lo consecuente los criterios de la velocidad y caída de presión recomendada deben de actualizarse.
- La variación de la relación de costos fijos y de operación, en México y a través de más de 40 años produce una reducción del 30% en los criterios heurísticos de velocidad y caída de presión recomendadas. Sin embargo de anticiparse incrementos en el futuro en el costo de la energía eléctrica, la disminución podría ser mayor.
- La consideración anterior no aplica para fluidos que contengan sólidos o cuya velocidad este basada en criterios operativos que de alguna manera ésta controle o influya en el resultado del proceso.
- En el caso del vapor se deberá analizar cuidadosamente el efecto de la caída de presión ya que al variar el tamaño del diámetro, por cuestiones económicas, podríamos generar una pérdida de presión en el vapor, que en el caso de ramales o tuberías largas, podría modificar drásticamente las propiedades de dicho fluido al grado de no cubrir los requerimientos del proceso.
- La reducción de velocidad y presión recomendada solo es válida para el transporte de fluidos que utilizan bombas o compresores accionadas por motores eléctricos. Así mismo, si se tienen adelantos en la tecnología que aumenten la eficiencia de estos equipos, se podría disminuir el diámetro óptimo de tubería, por lo que sería conveniente revisar la validez de este criterio en el futuro.
- La velocidad óptima recomendada no debe confundirse con los valores límites de velocidad recomendada para flujos en tuberías. Cada tipo de flujo tiene sus propios límites recomendados de velocidad los cuales no deben ser excedidos, ya que fluidos como el agua e hidrocarburos pueden causar golpes de ariete o erosión en las tuberías.

**CAPITULO VI
ANÁLISIS Y
ACTUALIZACIÓN DE
VELOCIDAD DE FLUJO
EN CAMBIADORES DE
CALOR Y
TEMPERATURA OPTIMA
DE SALIDA EN
ENFRIADORES DE
PROCESO**

INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DE FLUJO EN CAMBIADORES DE CALOR. ¹⁵

La velocidad de los fluidos afecta sensiblemente por un lado el tamaño del equipo y por otro los costos de energía asociados al manejo de los fluidos en dichos equipos. Para ilustrar lo anterior consideraremos el caso de un cambiador de calor que se desea diseñar para enfriar una corriente de proceso, mediante agua de enfriamiento. La ecuación de balance de energía esta dada por la expresión:

$$Q = C_{pw} (T_1 - T_2) = WC_{pw} (t_2 - t_1)$$

y la ecuación de transferencia de calor se muestra por la expresión usual siguiente:

$$Q = YADT$$

El coeficiente de transferencia global "U", puede a su vez expresarse en funciones de los coeficientes individuales de los fluidos que intercambian energía, de la resistencia de la pared de intercambio y de las resistencias adicionales por conceptos de factores de incrustación .

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + \frac{XW}{km} + R_{di} + R_{do}$$

La evaluación de los coeficientes de transferencia o individuales h_{io} y h_o depende de diversos factores tales como las propiedades físicas de los fluidos, la geometría del equipo y la velocidad de los fluidos en el cambiador de calor. En el ejemplo que nos ocupa de un equipo para intercambiar únicamente calor sensible, sin cambio de fase, las siguientes expresiones típicas se aplican para el cálculo de los coeficientes:

Ecuación de Sieder-Tate, para fluidos dentro de tubos:

$$\frac{h_{iod1}}{k} = 0.027 \left(\frac{divi\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{cp\mu}{k} \right)^{0.33} \Phi_i$$

Ecuación de Short para fluidos, dentro de tubos:

$$\frac{h_{odo}}{k} = 0.36 \left(\frac{dovo\rho}{\mu} \right)^{0.56} \left(\frac{cp\mu}{k} \right)^{0.33} \Phi_o$$

Observando las ecuaciones anteriores, se pueden apreciar que la velocidad de los fluidos tienen un efecto en los coeficientes de transferencia. Un incremento en las velocidades redundaría en un aumento en los coeficientes individuales y global "U" lo que desde luego permite una disminución en el área de transferencia de calor requerida, para un servicio dado y en los costos fijos del equipo.

Por otra parte, el efecto de la velocidad desde luego afectará la caída de presión por fricciones en el equipo y con ello aumentará el costo de operación del mismo. Las siguientes expresiones dimensionales se utilizan para el cálculo aproximado de las caídas de presión en el lado de tubos y lado envolvente, respectivamente:

$$\Delta P_i = \frac{f_i G_i^2 N_p L}{5.22 \times 10^{10} d_i S_g i \Phi_i}$$

$$\Delta P_o = \frac{f_o G_o^2 D_s (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S_g o \Phi_o}$$

En estas ecuaciones las velocidades de los fluidos están expresadas en términos de "masa velocidades" G , que representan un término equivalente muy práctico para los cálculos, particularmente en los casos de gases.

$$G = v\rho$$

Puede observarse, analizando las ecuaciones previas que la influencia de la velocidad en la caída de presión varía en proporción al cuadrado de la velocidad y en menos de 1 (0.56 a 0.8), en los coeficientes.

Resumiendo, un incremento de las velocidades de flujo aumenta el coeficiente global de transferencia "U", disminuye el área de transferencia A y con ello reduce los costos fijos proporcionales a la inversión por costo del aumento de los costos de operación por un mayor consumo de energía de bombeo o de compresión.

De lo anterior se aprecia que el criterio que se adopte para seleccionar las velocidades de flujo repercuten en los costos totales del sistema, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\text{COSTOS FIJOS} + \text{COSTOS DE OPERACIÓN} = \text{COSTOS TOTALES}$$

Siendo por lo tanto una variable de diseño susceptible de optimización. Para lo anterior y con la función de disminuir al mínimo los costos totales se pueden seguir los siguientes caminos:

- Diseño basado en la optimización del equipo (gráficas o métodos analíticos)
- Uso de Criterios Heurísticos.

Anteriormente se vió, por lo que a velocidades de flujo en cambiadores de calor para fluidos sin cambio de fase se refiere, que se ha estado utilizando del rango de 750,000 a 1,000,000 lb/hrft² (3 a 4.5 ft/seg), para agua dentro de tubos y 50 a 70% menores para fluidos por el lado de coraza o envolvente de cambiadores de calor. Otros criterios heurísticos similares de velocidades recomendadas se vieron anteriormente.

Dichas reglas establecidas por Kern y Mc Adams hace más de 40 años fueron basadas seguramente en consideraciones económicas de costos que desde luego ya no son vigentes, como se puede apreciar en la siguiente tabla:

CONCEPTO	VALOR (AÑO 1950)	VALOR (AÑO 1995)
Costo de Equipo (Acero al carbón) DlIs/ft ²	5.45	31.4
Costo de Energía DlIs/KWH	0.02	0.15
Costo de Equipo (Admiralty) DlIs/ft ²	14.42	83.0

En el cambio de dicha naturaleza deben repercutir en la vigencia de los criterios heurísticos correspondientes.

METODOLOGÍA

Para analizar el efecto de los costos en el criterio heurístico de masa velocidad se recurrió a ecuaciones que han sido desarrolladas para obtener la masa velocidad óptima dentro y fuera de tubos, en forma analítica por máximos y mínimos. Destacan las siguientes ecuaciones de Mc Adams (Heat Transmission).

$$G_{io} = \left(\frac{C_{ai}}{C_{eiko} \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}} \right)^{0.351} \frac{lb}{hrft^2}$$

Que permite obtener la masa velocidad óptima por dentro de tubos, y

$$G_{oo} = \left[\frac{C_{ao}}{C_{eoko} \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}} \right]^{0.351} \frac{lb}{hrft^2}$$

que obtiene la masa velocidad óptima, para el lado envolvente, en donde los términos significan lo siguiente:

- C_{ai} = Costo fijo Cambiador, Dlls/ft².
- C_{ei} = Costo energía, lado tubos, Dlls/ft /lb.
- C_{eo} = Costo energía, lado envolvente, Dlls/ft /lb.
- T_i = Gradiente individual, lado tubos, ° F
- T_o = Gradiente individual, lado envolvente, ° F
- k_i, k_{oi} = Constantes que dependen de las propiedades del flujo (ver Heat Transmission, Mc Adams).

Se aplicaron dichas ecuaciones para algunos casos típicos de diseño de cambiadores de calor: agua - agua, gas - gas, agua - HC ligero, agua - HC pesado, hidrocarburos - hidrocarburos. Dichos cálculos se llevarán a cabo modificando únicamente los valores de costos (equipo y energía), con el propósito de observar, en su caso, la variación de los resultados de las masa velocidad, a diferentes costos considerados. Los resultados se muestran en las siguientes tablas:

COSTOS UNITARIOS DE ENERGÍA DE BOMBEO Y EQUIPO

Año de referencia		1950	1995
Costo de energía de bombeo	DLLS / KW-HR	0.02	0.15
Costo de cambiadores de calor de tubos y envolvente de acero al carbón	DLL / FT ²	5.45	31.4
Costo de cambiadores de calor de tubos y envolvente en Admiralty	DLL / FT ²	14.42	83.0

OPTIMIZACION DE MASAS VELOCIDADES EN CAMBIADORES DE CALOR DE ACERO AL CARBÓN A COSTOS DE 1950

Fluido por tubos	Fluido por envolvente	Masa velocidad por tubos lb/hr pie ²	Masa velocidad por envolvente lb/hr pie ²	Velocidad por tubos pie/seg	Velocidad por envolvente pie/seg
Agua	Agua	880,000	512,000	3.9	2.1
Agua	H.C. Lig.55 °API	650,000	490,000	2.9	2.8
Agua	H.C. Pes15 °API	460,000	538,000	2.0	2.3
H.C. Lig.55 °API	H.C. Lig.55 °API	750,000	420,000	4.6	2.4
H.C. Lig.55 °API	H.C. Pes15 °API	560,000	512,000	3.4	2.2
H.C. Pes.15 °API	H.C. Lig.55 °API	930,000	308,000	4.3	1.7
H.C. Pes.15 °API	H.C. Pes15 °API	780,000	440,000	3.6	1.8
Agua	Gas150 psia	504,000	17,000	2.3	11.0
Gas 150 psia	Agua	40,000	237,000	26.0	1.0

OPTIMIZACION DE MASAS VELOCIDADES EN CAMBIADORES DE CALOR DE ACERO AL CARBÓN A COSTOS DE 1995

Fluido por tubos	Fluido por envolvente	Masa velocidad por tubos lb/hr pie ²	Masa velocidad por envolvente lb/hr pie ²	Velocidad por tubos pie/seg	Velocidad por envolvente pie/seg
Agua	Agua	800,000	467,000	3.6	2.1
Agua	H.C. Lig.55 °API	590,000	447,000	2.6	2.8
Agua	H.C. Pes15 °API	420,000	490,000	1.9	2.3
H.C. Lig.55 °API	H.C. Lig.55 °API	680,000	282,000	4.2	2.4
H.C. Lig.55 °API	H.C. Pes15 °API	510,000	468,000	3.1	2.2
H.C. Pes.15 °API	H.C. Lig.55 °API	845,000	280,000	4.0	1.7
H.C. Pes.15 °API	H.C. Pes15 °API	710,000	390,000	3.3	1.8
Agua	Gas150 psia	460,000	15,600	2.0	11.0
Gas 150 psia	Agua	36,000	216,000	25.0	1.0

OPTIMIZACION DE MASAS VELOCIDADES EN CAMBIADORES DE CALOR DE ADMIRALTY A COSTOS DE 1950

Fluido por tubos	Fluido por envolvente	Masa velocidad por tubos lb/hr pie ²	Masa velocidad por envolvente lb/hr pie ²	Velocidad por tubos pie/seg	Velocidad por envolvente pie/seg
Agua	Agua	1,245,000	720,000	5.6	3.2
Agua	H.C. Lig. 55 °API	920,000	690,000	4.1	4.3
Agua	H.C. Pes 15 °API	650,00	760,000	2.9	3.5
Agua	Gas 150 psia	715,000	240,000	3.2	16.7
Gas 150 psia	Agua	55,000	335,000	39	1.5

OPTIMIZACION DE MASAS VELOCIDADES EN CAMBIADORES DE CALOR DE ADMIRALTY A COSTOS DE 1995

Fluido por tubos	Fluido por envolvente	Masa velocidad por tubos lb/hr pie ²	Masa velocidad por envolvente lb/hr pie ²	Velocidad por tubos pie/seg	Velocidad por envolvente pie/seg
Agua	Agua	1,130,000	660,000	5.0	2.9
Agua	H.C. Lig. 55 °API	835,000	630,000	3.7	3.9
Agua	H.C. Pes 15 °API	595,00	690,000	2.6	3.2
Agua	Gas 150 psia	650,000	220,000	2.9	15.2
Gas 150 psia	Agua	50,000	305,000	36	1.4

Se seleccionó el año de 1950, porque en esa época aproximadamente, se establecieron los criterios heurísticos de Kern¹⁶, Mc Adams y otros investigadores para masas velocidades recomendadas en el diseño de cambiadores de calor.

RESULTADOS OBTENIDOS

De las tablas anteriores se pueden hacer las siguientes observaciones:

- Los valores de masas velocidades óptimas calculadas por tubo y envolvente para los diversos casos típicos analizados caen dentro del rango de 400,000 a 800,000 lb/hr ft² para líquidos dentro de tubo y en un rango de 200,000 a 500,000 lb/hr ft² por el lado de la envolvente. Estos valores obtenidos son similares al rango de los valores heurísticos tradicionales para diseño que establecen masas velocidades de 750,000 a 1,000,000 lb/hrft² por el lado envolvente.

- Se aprecia una disminución del orden de 10% en los valores de las masas velocidades óptimas por tubos y envolventes obtenidos con valores de costos actuales de cambiadores de calor y de energía en comparación con los correspondientes obtenidos con los costos que prevalecían en los '50, en que fueron establecidos los criterios heurísticos que se utilizan.
- En general, se aprecia una relación entre los valores de las masas velocidades óptimas calculadas y las características físicas de los fluidos. Los valores más altos obtenidos (800,000 lb/hr ft²) corresponden a fluidos como el agua. En el caso de los hidrocarburos dentro de tubos, se observa la tendencia a incrementar la masa velocidad en fluidos pesados, en virtud de que sus propiedades físicas requieren una mayor velocidad para mejorar sus coeficientes y reducir costos fijos.
- Las consideraciones antes referidas también aplican para el caso de los fluidos por el lado envolvente, únicamente que los valores son menores a los obtenidos para el lado tubos. La explicación a lo anterior es que el flujo por el lado envolvente permite obtener mejores coeficientes para un fluido, por el flujo cruzado en el haz de tubos que permiten las mamparas o "baffles". Por el lado envolvente se recomiendan masas velocidades un 40 a 50% menores que los correspondientes al lado de tubos.

Las consideraciones antes referidas se hicieron en el caso de utilizar acero al carbón. Para determinar el efecto de cambio de material en la determinación de las masas velocidades óptimas se estudiaron algunos casos considerando el empleo de Admiralty (2.6 veces más caro que el acero al carbón). De acuerdo a los resultados que se muestran en las tablas anexas, se aprecia lo siguiente:

- Los valores de masas velocidades obtenidas por tubo y envolvente óptimo son mayores para el caso de emplear Admiralty en lugar de acero al carbón en los tubos. La diferencia es del orden de un 40% y se explica considerando la necesidad de reducir costos fijos del cambiador (materiales) aumentando la velocidad de flujo logrando con ello mayores coeficientes de transferencia de calor y áreas menores.
- Similarmente las masas velocidades óptimas obtenidas con los costos actuales de energía son un 10% menores que las obtenidas con los costos de 1950, lo que demuestra el incremento del costo de material, en los costos globales del cambiador de calor.

CRITERIOS DE TEMPERATURA OPTIMA DE SALIDA DEL AGUA EN ENFRIADORES DE PROCESO. 15

Para determinar el consumo de agua de enfriamiento en cambiadores de calor que requieren dichos servicios auxiliares, es necesario conocer desde luego las cargas térmicas involucradas y los niveles de temperatura del agua de entrada y salida del equipo:

$$Q = W Cp(t_2 - t_1)$$

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento t_1 depende de las condiciones climatológicas del lugar y del funcionamiento y características de la torre de enfriamiento. Usualmente deben tener un valor de 5 a 10 °F arriba de la temperatura de bulbo húmedo del lugar. Es utilizada en diversos proyectos dentro del país valores que fluctúan entre 80 y 90 °F, siendo un criterio heurístico usado comúnmente.

Por lo que se refiere a la temperatura de salida del agua t_2 esta no solo afecta al consumo de agua de enfriamiento, como puede apreciarse en la ecuación anterior sino también al mecanismo de transferencia de calor:

$$Q = UA \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_1)}}$$

Como puede apreciarse, al aumentar el valor de t_2 , disminuye el gradiente de temperatura entre el fluido caliente y el frío, lo que repercute en una mayor área de transferencia requerida.

Consecuentemente, la temperatura de salida del agua afecta los costos fijos del cambiador y sus costos de operación.

A valores mayores de t_2 aumenta el área requerida y los costos fijos, por lo que dicha variable está sujeta a optimización. Tradicionalmente se han fijado temperaturas de salida en el orden de 115 a 120 °F como recomendación heurística. Sin embargo, como ya se mencionó, la mayor parte de las reglas heurísticas están basadas en consideraciones económicas que pueden ya no ser vigentes.

Para determinar la temperatura óptima de salida del agua en enfriadores se utilizó la siguiente ecuación que minimiza los costos globales del sistema (fijos y de operación), con base en los costos de equipo y de agua de enfriamiento con agua de corriente de proceso.

$$\frac{UaC_w}{C_1C_o} \left[\frac{T_1 - t_2 - \Delta t_1}{t_2 - t_1} \right] = \ln \frac{T_1 - t_2}{\Delta t_1} \left[1 - \frac{1}{\frac{T_1 - t_2}{\Delta t_1}} \right]$$

En la siguiente tabla se aprecian los resultados de temperaturas óptimas de salida del agua en diversos enfriadores típicos, determinándolos para costos actuales y con valores del año de 1950.

TEMPERATURA OPTIMA DE RETORNO DE AGUA A LA TORRE DE ENFRIAMIENTO A COSTOS DE 1950

Fluido a enfriar	Fluido Viscoso	Agua	Gas	H.C. Lig. 55 °API	H.C. Pes. 15 °API
Coefficiente global de transferencia de calor BTU/hr-pie ² -°F	15	250	30	110	50
Temperatura del agua de enfriamiento °F	85	90	90	90	90
Temperatura óptima de retorno a la torre de enfriamiento °F	113	170	140	150	147

COSTO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO: 0.075 DLLS/ M pie³

TEMPERATURA OPTIMA DE RETORNO DE AGUA A LA TORRE DE ENFRIAMIENTO A COSTOS DE 1995

Fluido a enfriar	Fluido Viscoso	Agua	Gas	H.C. Lig. 55 °API	H.C. Pes. 15 °API
Coefficiente global de transferencia de calor BTU/hr-pie ² -°F	15	250	30	110	50
Temperatura del agua de enfriamiento °F	85	90	90	90	90
Temperatura óptima de retorno a la torre de enfriamiento °F	125	179	150	163	157

COSTO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO: 1.19 DLLS/ M pie³

Así mismo, se analizó el efecto del potencial térmico en las masas velocidades óptimas, encontrándose para el caso agua - agua, que a medida que se incrementan la diferencia de temperaturas, las masas velocidades tienden a disminuir. Esto se explica debido a que la ventaja del gradiente permite no tener que recurrir a velocidades altas para reducir los costos totales.

EFECTO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS SOBRE LA MASA VELOCIDAD OPTIMA PARA AGUA EN CAMBIADORES DE CALOR DE ACERO AL CARBÓN A COSTOS DE 1995

DIFERENCIA DE TEMPERATURAS °F	MASA VELOCIDAD OPTIMA lb/hr pie ²		VELOCIDAD OPTIMA pie/seg	
	TUBOS	ENVOLVENTE	TUBOS	ENVOLVENTE
20	838,000	470,000	3.7	2.1
85	800,000	470,000	3.6	2.1
150	770,000	470,000	3.4	2.1
300	710,000	470,000	3.2	2.1
600	630,000	470,000	2.8	2.1

MASA VELOCIDADES RECOMENDADAS ACTUALIZADAS A 1995, PARA CAMBIADORES DE CALOR DE ACERO AL CARBÓN

FLUIDO	MASA VELOCIDAD OPTIMA lb/hr pie ²	
	TUBOS	ENVOLVENTE
AGUA (CASO 1)	700,000 - 800,000	200,000 - 500,000
AGUA (CASO 2)	450,000 - 700,000	200,000 - 500,000
HC. LIGEROS	500,000 - 700,000	350,000 - 450,000
H.C. PESADOS	700,000 - 850,000	350,000 - 500,000
GAS A P. ATM	4,000 - 9,000	2,000 - 4,000
GAS A 150 PSIA	25,000 - 35,000	14,000 - 16,000
GAS A 650 PSIA	65,000 - 90,000	18,000 - 20,000

NOTAS:

CASO 1: AGUA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR CON DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MENOR A 300 °F O INTERCAMBIADORES DE CALOR CON AGUA O SOLUCIONES ACUOSAS.

CASO 2: AGUA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR CON DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MENOR A 300 °F O INTERCAMBIADORES DE CALOR CON GASES O HIDROCARBUROS.

RESULTADOS OBTENIDOS

Existe una clara tendencia a recomendar temperaturas de salida más elevadas en el agua en enfriadores aplicando los costos vigentes de agua de enfriamiento (0.042 DLLS/m^3) y del equipo ($31.4 \text{ DLLS/ft}^2 \text{ AC}$). En promedio, se observan incrementos del orden de 8 a 10°F sobre los valores determinados con costos de años anteriores. O sea, si consideramos el criterio heurístico de seleccionar las condiciones del agua de 90°F a la entrada en el enfriador y 115°F a la salida, deberíamos, en las condiciones actuales de costos, proponer una temperatura de salida de 125°F , dado el incremento en el costo de bombeo del agua de enfriamiento.

- Para el cálculo de la temperatura óptima de salida del agua de enfriamiento para sistemas que tienen temperaturas de entrada del fluido caliente mayores a 175°F y con coeficientes globales más elevados (mayores de $200 \text{ BTU / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$) se obtienen temperaturas óptimas demasiado elevadas (mayores de 140°F) que probablemente ocasionarán problemas de incrustación o corrosión, de acuerdo a las características y análisis del agua. Un análisis de dichos fenómenos pueden llevarse a cabo mediante la determinación de los índices de Langellier o Riznar que permite obtener la tendencia a la incrustación con base en parámetros como el pH, la dureza, la alcalina total y la temperatura del agua.

Dado que las determinaciones de la temperatura óptima de salida del agua, en la ecuación únicamente considera el efecto de los principales parámetros económicos del costo del agua de enfriamiento y del costo del equipo, sin considerar el efecto de incrustación en equipos y líneas por utilizar temperaturas de agua más elevadas, se deberá vigilar que en todo caso la temperatura óptima de salida del agua no sobrepase los límites establecidos por Langellier y Riznar.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:

- Las recomendaciones de masas velocidades de fluidos y velocidades recomendadas a través de equipos de intercambio de calor también están apoyadas en consideraciones de costos fijos y de operación.
- Haciendo un análisis de la variación de los costos de la energía y de materiales en cambiadores de calor, a través del tiempo, se aprecia nuevamente que la influencia de la variación de los costos de operación (costos de energía) es mayor que el efecto del incremento de los costos de los materiales de construcción en los valores óptimos de velocidades recomendadas en fluidos a través de Cambiadores de Calor.
- Para propósitos prácticos, se recomienda una reducción del 10% en los criterios heurísticos vigentes de velocidades recomendadas para equipos de transferencia de calor, se pueden considerar razonablemente conservadores. Sin embargo, de anticiparse crecimientos mayores en el futuro en el costo de energía, la disminución podría ser sensiblemente mayor (15% a 20%).
- Los valores de masas velocidades en fluidos que no controlen la transferencia de calor (esto es, que tengan coeficientes individuales de transmisión sensiblemente superiores al del otro sistema), deberá ser normalmente cercano a los valores inferiores del rango recomendado ya que su efecto en el coeficiente global de transmisión de calor puede ser pequeño o casi nulo.
- La misma consideración anterior aplicaría en aquellos casos en los cuales la resistencia que controla es la incrustación de los fluidos en la transmisión de calor. En estos sistemas tienen poca influencia las velocidades de los fluidos en la transmisión de calor, debiéndose mantener en todo caso ciertos valores mínimos que eviten se incremente el proceso de incrustación.
- Se recomienda considerar temperaturas de salida del agua, en la medida de lo posible, superiores a 115 °F como lo establecían las reglas heurísticas tradicionales. Valores que no sobrepasen los límites establecidos por las características del agua en lo que se refiere a su capacidad de incrustación o corrosividad, debiendo recomendarse por el impacto que ello representa en el consumo de agua y la disminución de los costos de operación.

- En todo caso se deberán hacer estudios más detallados que permitan, mediante la adición de inhibidores químicos de corrosión o incrustación, operen seguramente en forma económica, a temperaturas más elevadas en el agua de salida de los enfriadores de las corrientes de proceso.
- Otra forma de disminuir los costos de operación consiste en lograr temperaturas más bajas en la salida de las torres de enfriamiento. Con los diseños modernos es posible operar eficientemente con acercamientos tan bajos a 5 °F sobre la temperatura de bulbo húmedo del aire.

**CAPITULO VII
ANÁLISIS Y ACTUALIZACIÓN
DE LA RELACIÓN DE
REFLUJO EN UNA TORRE
DE DESTILACIÓN.**

INFLUENCIA DE LA RELACIÓN DE REFLUJO EN UNA TORRE DE DESTILACIÓN.

Los Procesos de Separación tienen diversas funciones en la Industria Química: remueven impurezas de materias primas, separan productos de subproductos y remueven contaminantes de aire y efluentes, estos procesos representan del 40 al 70% de los costos totales (capital y costos de operación).

Estos procesos además tienen un gran impacto en el consumo de energía ya que el 43% de la energía consumida en la industria química es debida a los procesos de separación, este consumo repercute en los costos del producto.

La Tecnología de Separación incluye los procesos de Destilación, Extracción, Adsorción, Cristalización y separación por Membranas, siendo la Destilación el proceso de separación más utilizado.

En la destilación se separan componentes con diferentes puntos de ebullición de mezclas líquidas, en la columna el vapor y el líquido fluyen a contracorriente en la zona de transferencia de masa, los platos y empaque se utilizan para maximizar el contacto entre las dos fases.

En la destilación la mayor parte de la energía del rehedidor es transferida al fluido frío en el condensador. Esto se muestra en un balance total de calor en una columna de destilación.

$$Q_s - Q_c = Dh_D + Bh_B - Fh_f$$

Donde:

Q_s = Energía requerida por el rehedidor, energía/tiempo.

Q_c = Energía removida del condensador, energía/tiempo.

D, B, F = Flujos de producto del domo, producto del fondo y flujo de alimentación, respectivamente, masa / tiempo.

H_D, H_B, H_F = Entalpías en el domo, fondo, y alimentación, respectivamente, energía / masa.

En destilaciones convencionales la entalpía de la alimentación y productos son casi iguales, por lo que la energía en el rehervidor es aproximadamente igual a la pérdida en el condensador por lo que:

$$Q_s = Q_c$$

Para proporcionar la energía necesaria en el rehervidor generalmente se usa vapor, o gas natural en el caso de las refinerías. La relación entre la cantidad de combustible que se necesita para suministrar vapor y la eficiencia del rehervidor está dada por:

$$Q_{combustible} = Q_{vapor} / E_{rehervidor}$$

Donde:

$Q_{combustible}$ = Combustible necesario para suministrar el vapor requerido, energía / tiempo.

Q_{vapor} = Vapor requerido en el rehervidor, energía / tiempo.

$E_{rehervidor}$ = Eficiencia del rehervidor %.

La cantidad de energía necesaria en el rehervidor de una torre de destilación, se encuentra al realizar un balance de calor en el condensador:

$$Q_s = \Delta H_v (R + 1) D$$

Donde:

Q_s = Energía requerida en el rehervidor, energía / tiempo.

ΔH_v = Calor de vaporización del producto del domo, energía / masa.

R = Relación de reflujo, definida como:

$$R = L_o / D$$

D = Flujo másico de producto en el domo, masa / tiempo.

L_o = Flujo másico del reflujo, masa / tiempo.

Como se puede observar del balance de calor en el condensador, la cantidad de energía requerida en el rehedidor es proporcional a la relación de reflujo, al calor de vaporización en el domo y al flujo másico del producto en el domo, por lo que el uso de energía en una torre de destilación puede disminuir al reducir la relación de reflujo.

El procedimiento analítico de la optimización de la relación de reflujo puede ser referido simplemente a una variable de diseño x . Como paso inicial, los costos fijos y directos se expresan como funciones algebraicas de las variables de diseño en cuestión, empleando los datos de los costos disponibles.

$$\text{costos fijos} = f_1(x)$$

$$\text{costos directos o variables} = f_2(x)$$

Las funciones f_1 y f_2 son conocidas y la variable de diseño x puede ser la relación de reflujo óptimo de la torre. En tanto, los costos totales C_T son la suma de los costos fijos y directos.

$$C_T = f_1(x) + f_2(x)$$

Diferenciando con respecto a x , e igualando a cero para obtener el costo total mínimo, se tiene:

$$\frac{\partial C_T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} f_1(x) + \frac{\partial}{\partial x} f_2(x) = 0$$

Resolviendo la ecuación anterior para x , se obtiene el valor óptimo de la variable de diseño x_{opt} .

La relación de reflujo óptimo para un sistema, es entonces, la optimización de los costos totales, es decir, la suma de costos de operación (energía) y los costos de capital (equipo).

Las columnas de separación se han estado diseñando para operar con una relación de reflujo de 1.1 a 1.5 el reflujo mínimo. Estos criterios heurísticos establecidos hace más de 40 años están basados seguramente en consideraciones económicas de costos que desde luego ya no son vigentes, como se aprecia en la siguiente tabla:

CONCEPTO	VALOR (AÑO 1950)	VALOR (AÑO 1995)
Costo del equipo		
Costo de la columna DlIsd/ft/inch	4.95	28.56
Costo del plato DlIs/plato/inch	1.7	9.82
Costo de operación		
Combustoleo DlIs/Kwh	.0283	.648
Gas Natural DlIs/Kwh	4.1×10^{-6}	5.8×10^{-5}
Agua de enfriamiento DlIs/pe ³	0.075	1.19

En el cambio de dicha naturaleza deben repercutir en la vigencia de los criterios heurísticos correspondientes.

METODOLOGÍA.

Para analizar el efecto de los costos en el criterio heurístico de la relación de reflujo mínimo se recurrió a la simulación de una torre de destilación de platos con las siguientes características:

Composición de alimentación:

Componente	%mol	α
Metano	5.0	7.356
Etano	35.0	2.091
Propileno	15.0	1.000
Propano	20.	0.901
<i>i</i> -Butano	10.0	0.507
<i>n</i> -Butano	15.0	0.408

Separación de diseño:

Concentración de propileno en el destilado: 2.5 %mol
 Concentración de etano en el fondo: 5.0 %mol

Condiciones de operación:

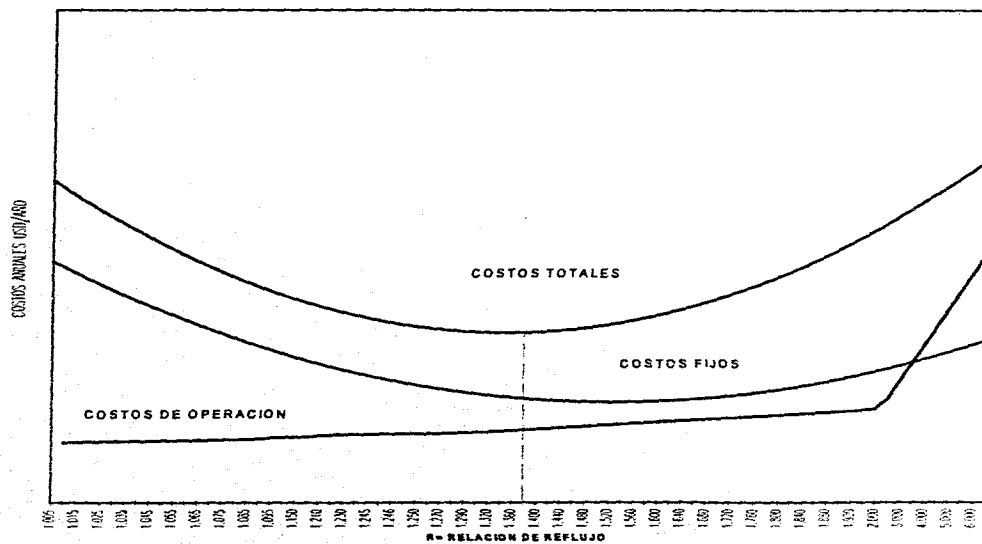
Presión:	400 psia
Caída de presión por plato:	0.1 psi
Eficiencia por plato:	75%
Reflujo mínimo :	1.378
Platos teóricos:	6.8

La simulación se realizó con diferentes relaciones de reflujo mínimo y manteniendo el flujo de alimentación constante, con el fin de analizar la relación entre el reflujo mínimo y el balance de energía, con los resultados obtenidos se dimensionaron los equipos en función de la relación de reflujo.

Posteriormente se modificaron los valores de costos (equipo y operación), con la finalidad de observar, en su caso, la variación de los resultados de relación de reflujo, a los costos de 1950 (década en que se analiza la relación de reflujo óptimo diversos autores considerados ^{28,29,30,31}), utilizando como combustibles a el gas natural y combustóleo.

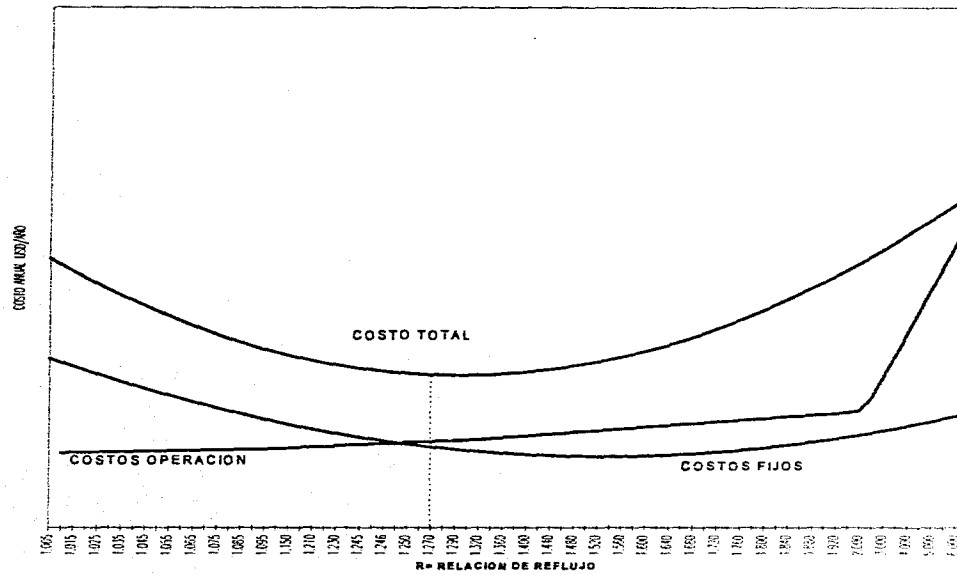
Los resultados obtenidos se muestran en las siguientes gráficas:

REFLUJO OPTIMO ECONÓMICO A COSTOS DE 1950



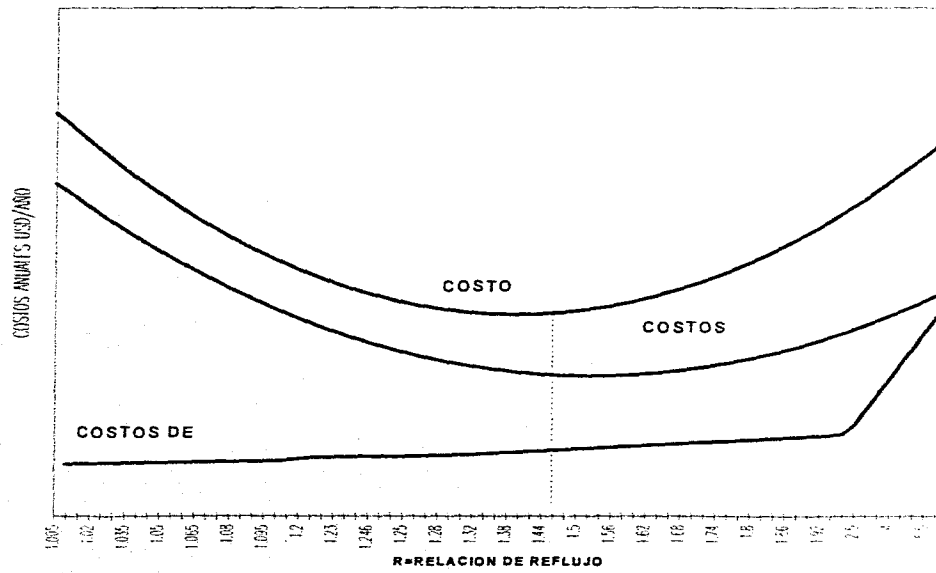
NOTA: Costos de operación obtenidos utilizando combustóleo como combustible.

REFLUJO OPTIMO ECONÓMICO A COSTOS DE 1995



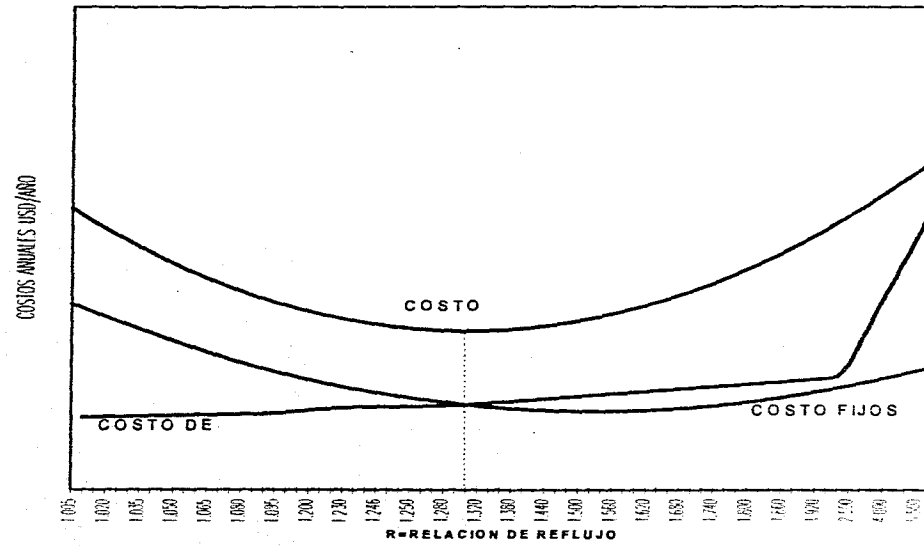
NOTA: Costos de operación obtenidos utilizando combustóleo como combustible.

REFLUJO OPTIMO ECONÓMICO A COSTOS DE 1950



NOTA: Costos de operación obtenidos utilizando gas natural como combustible.

REFLUJO OPTIMO ECONÓMICO A COSTOS DE 1995



NOTA: Costos de operación obtenidos utilizando gas natural como combustible.

RESULTADOS OBTENIDOS

De las gráficas anteriores se pueden hacer las siguientes observaciones:

- Cualquier relación de reflujo entre el mínimo y el infinito proporcionará la separación deseada.
- En la relación de reflujo mínimo, la columna requiere un número de infinito de platos, en consecuencia el costo fijo es infinito, pero son mínimos los costos de operación (calor para el rehedidor, agua de enfriamiento para el condensador). Al aumentar la relación de reflujo, el número de platos disminuye, pero el diámetro de la columna crece debido a que la cantidad de líquido y vapor recirculados por cantidad unitaria de alimentación aumenta. El condensador y el rehedidor también serán mayores, por lo que, los costos fijos disminuyen hasta un mínimo y crecen nuevamente tendiendo al infinito en el reflujo total. Los requerimientos de calor y enfriamiento aumentan directamente con la relación de reflujo óptimo, provocando que el costo total (costos de operación y costos fijos) tenga un valor mínimo en función de la relación de reflujo mínimo.
- El valor de la relación de reflujo mínimo obtenidas para los casos analizados caen dentro del rango de 1.5 a 1.3. Estos valores obtenidos son similares al rango de los valores heurísticos tradicionales de diseño que establecen una relación de reflujo de 1.1 a 1.5.
- Se aprecia una disminución del orden de un 8% para el caso de combustoleo y de un 11% para el caso del gas natural en los valores de la relación de reflujo obtenidas con valores de costos actuales de torres de destilación de platos y de energía en comparación con los correspondientes obtenidos con los costos que prevalecían en los 50's, década que se tomo como base de referencia.
- Se puede observar también que el orden de la variación es menor en la actualización de la relación de reflujo mínimo, que en los criterios heurísticos vistos anteriormente, esto se debe a que el costo del combustible se ha incrementado en menor proporción que el costo de la energía eléctrica.
- Existe una clara tendencia a recomendar relaciones de reflujo más pequeñas aplicando los costos vigentes de equipo y costos de operación por lo que se recomienda utilizar platos más eficientes o empaques, ya que si se puede disminuir el número de etapas de equilibrio, la relación de reflujo y por consiguiente la energía requerida en el rehedidor disminuyen también.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:

- Existe una gran variedad de posibles combinaciones de relación de reflujo, presión de columnas, altura y diámetro de la torre, así como internos para el diseño de una columna de destilación, pero está deberá ser especificada relacionando los componentes del sistema de destilación (condensadores, rehervidores, controles, etc.) y considerar los costos totales de operación más bajos.
- La relación de reflujo mínimo para torres está basada en consideraciones de costos fijos y de operación dados, por lo que para un nuevo diseño, se debe utilizar la más económica, para la cual el costo total sea mínimo.
- Al analizar la variación de los costos de combustible y agua de enfriamiento, así como el costo de torres de destilación, nuevamente se observa que la influencia del incremento de los costos de operación en la relación de reflujo óptimo es mayor que el incremento de los costos de materiales en una torre de destilación.
- Se recomienda utilizar valores de la relación de reflujo en el orden el 1.1 al 1.4 veces el mínimo, sin embargo, como se espera que el costo de los combustibles continúe incrementándose, la relación de reflujo podría disminuir aún más.
- Acorde con la tendencia a recomendar relaciones de reflujo menores, se recomienda utilizar platos más eficientes o columnas empacadas que aumenten el área de contacto, lo que nos permite un ahorro energético considerable que disminuye los costos totales.

CONCLUSIONES

- Los criterios heurísticos deberán aplicarse, conociendo ampliamente la situación y no se deben extrapolar ya que pueden llevar a grandes errores de diseño.
- Los criterios heurísticos para diseños de equipos están basados frecuentemente en consideraciones económicas.
- Se deberá analizar minuciosamente el criterio heurístico si el entorno cambia, si hay avances importantes en el diseño de algunos equipos y si se tienen nuevos criterios de diseño.
- La primera Regla Heurística es usar la Heurística y la segunda es no depender siempre de ella.
- Existen problemas en que se tendrán más incognitas que restricciones o ecuaciones, los criterios heurísticos podrán darle valor a esas incognitas y ayudar a resolver el problema, razón por la cual aún con el uso de software no existe la tendencia de eliminarlos.
- Los criterios heurísticos siempre estarán presentes en el ejercicio de la Ingeniería Química, se irán enriqueciendo y agregando nuevas limitaciones que permitirán usarlos con mayor eficiencia y generando a su vez nuevos criterios para nuevas condiciones.
- En virtud de que actualmente el ahorro de energía ha recobrado gran importancia se hace necesario considerar un mayor número de factores para optimizar el diseño y/o especificación del equipo de una planta de proceso.
- Para propósitos prácticos, se recomienda procurar adaptar criterios de diseño que tiendan a disminuir los costos de operación del proceso.

BIBLIOGRAFÍA

117

- 1.- Anaya Alejandro, Reglas Heurísticas y Criterios para Diseño de Equipos de Proceso, Revista del Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos, A.C., Nov - Dic 1993 Año XXXIV, Vol.3
- 2.- Carl Branan, The Process Engineer's Pocket Handbook, Gulf Publishing Company, Third edition 1981.
- 3.- Perry, Manual del Ingeniero Químico, Ed. Mc Graw Hill.
- 4.- Norbert J. Bell, Shortcut Methods for Determining Optimum Line Sizing in SI Units, Chemical Eng., October 14, 1985
- 5.- Crane, Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías, Ed. Mc Graw Hill.
- 6.- William B. Hooper, Predict Fittings for Piping Systems, Chemical Eng. May 1, 1982, pag. 121.
- 7.- Anaya Durand Alejandro, A Quick Estimate for Centrifugal -Pump Efficiency, Chemical Eng., July 1989.
- 8.- H.F. Rase y M.H. Barrow, Ingeniería de Proyectos para Plantas de Proceso, Ed. CECSA, 10a. impresión, México 1988.
- 9.- Type, R Brown, Use these Guidelines for Quick Preliminary Selection Heat Exchanger Chemical Eng. February 3, 1986, pag. 107.
- 10.- Stanley Walas, 40 Rules of Thumb. Selecting an Designing Equipment. Chemical Eng., March 16 1987, pag.. 75
- 11.- Otto Frank, Distillation. Shortcuts for Distillation Design Report. Chemical Eng., March 19, 1977, pag.. 111
- 12.- Ernest E. Ludwig, Applied Process Design For Chemical and Petrochemical Plants Vol. I, Capt. 6, Gulf Publishing Company. Houston Texas 1964.
- 13.- Arthur Gerunda, How to Size Liquid - Vapor Separators, Chemical Eng., May 4, 1981.
- 14.- Alejandro Anaya D. - José Luis Gómez R., Determinación Gráfica del Diámetro Optimo de Tubería en el Transporte de Líquidos a Régimen de Flujo Turbulento y/o Laminar. Revista del Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos, A.C., Oct - Dic 1989 Año XXXIV, Vol.3

- 15.- Alejandro Anaya D., Marco A. Osorio B., Actualización de Criterios Heurísticos para el Diseño de Cambiadores de Calor Tendientes a Optimización en el Uso de Energía. - Revista del Instituto Mexicano de Ingenieros Químicos, A.C., Feb 1995 Año XXXIV, Vol.3
- 16.- Carl Branam, Rules of Thumb for Chemical Engineers, Gulf Publishing Company, Houston, Texas, August 1995, Chapt. 1, Chapt. 2, Chapt. 3, Chapt. 10.
- 17.- J.R. Fair and W.L. Bolles. Modern Design of Distillation Columns, Chemical Eng., April 22, 1968.
- 18.- J.M. Humprey and A.F. Seibert, New Horizons in Distillation, Chemical Eng., December 1992.
- 19.- Robert Treybal, Operaciones de Transferencia de Masa, Ed. Mc Graw Hill, México 1990.
- 20.- E.J. Henley, J. D. Seaden, Operaciones de Separación por Etapas de Equilibrio en la Ingeniería Química, Ed. REPLA, S.A
- 21.- Baasel William, Preliminary Chemical Engineering Plant Design, ELSEVIER, New York.
- 22.- Mc Adams, Heat Transmission, Mc Graw Hill
- 23.- D. Kern, Process Heat Transfer, Mc Graw Hill.
- 24.- Skellian, Non Newtonian Flow and Heat Transfer, Ed John Wiley and Sons Inc.
- 25.- Douglas. Conceptual Design of Chemical Process.
- 26.- A.R., Fast Way to Choose Pipe Diameters, Chemical Eng., November 27, 1972.
- 27.- B.R. Sarchet and Colburn. Economic Pipe Size in the Transportation of Viscous and Nonviscous Fluid, Industrial and Engineering Chemistry, September 1940, Vol 32, No. 9
- 28.- Houghland, G.S., Lemieux, E.J. and Schreiner, W.C., Oil Gas J., 52, July 26, 1954, p.198.
- 29.- Redlich, O., Kwong, J. Chem. Rev., 44, 233 (1949).

- 30.- Underwood, A.J.V., Chem Eng. Progr., 44, 603 (1948).
- 31.- Wilke, C.R. Chem Eng. Progr., 46, 95 (1950).
- 32.- Clark Moustakas, Heuristic Research. Design, Methodology and Applications. Sage Publications, 1990.
- 33.- G.W.B Oliver, 40 Rules of Thumb for Trouble - Free Projects, Chemical Eng., April 1993, pages. 118 -124
- 34.- Edward V. Krick, Introducción a la Ingeniería y al Diseño en la Ingeniería, Ed. Limusa, 1978.