



*Universidad Nacional Autónoma
de México*

FACULTAD DE QUÍMICA

**Sistemas de Vacío Industriales
(Tema Mancomunado)**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A N S:

*MIGUEL GOMEZ MIRANDA
José Ramiro Trejo Castellón*

MEXICO, D. F.

1978



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

TESIS 1978.
LAB. U.T. 198 200 193
AÑO 198
FECHA _____
PROG. _____

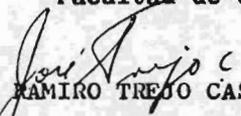


Jurado asignado originalmente según el tema

PRESEDENTE: VLADIMIR ESTIVILL RIERA
VOCAL: JOSE E. GALINDO FUENTES
SECRETARIO: CARLOS DOORMANN MONTERO
1er. SUPLENTE: GRACIELA MARTINEZ ORTIZ
2o. SUPLENTE: ROBERTO ANDRADE CRUZ

**Sitio donde se desarrolló el tema: Instituto Mexicano del
Petróleo y
Facultad de Química**

**Nombre completo y firma
de los sustentantes**


JOSE RAMIRO TREJO CASTRELLON
MIGUEL GOMEZ MIRANDA

**Nombre completo y firma
del asesor del tema**


CARLOS DOORMANN MONTERO

A JUAN TREJO CASTRELLON

A MI FAMILIA

A mis compañeros y a mi escuela

A todos mis maestros

INDICE

CAPITULO I. EQUIPO PRODUCTOR DE VACIO Y SUS CARACTERISTICAS		1
1.	INTRODUCCION	2
2.	CONDENSADORES	4
	A. Condensadores de Contacto Directo	5
	B. Condensador Barométrico	9
	C. Condensador de Bajo nivel	11
	D. Condensador de Superficie	12
3.	EYECTORES	14
	A. Origen	23
	B. Características de Diseño	25
	C. Tipos de eyectores	28
	D. Comportamiento de los Eyectores con Respecto a los Pesos Moleculares de los Vapores	32
	E. Servicios, Mantenimiento, Operación y Control	71
	F. Servicios en Casos de Emergencia	91
4.	BOMBAS MECANICAS DE VACIO	97
	A. Bomba de Vacío Húmeda Reciprocante	97
	B. Bomba de Vacío Nash Hytor	98
	C. Bombas Reciprocantes Secas de Vacío	99
 CAPITULO II. TECNOLOGIA DEL ALTO VACIO		101
1.	INTRODUCCION	102
2.	DESARROLLO HISTORICO DE LA TECNOLOGIA DEL ALTO VACIO	106
3.	TECNOLOGIA DEL ALTO VACIO Y LA INGENIERIA QUIMICA	109
	A. Teoría de vacío	109
	B. Balance de Masa	115
	C. Flujo de Fluidos	116
	D. Transferencia de Calor	121

E. Transferencia de Masa	123
F. Equilibrio de Reacción	127
G. Destilación	130
4. EQUIPO DE ALTO VACIO	142
A. Bombas de Alto Vacío	142
B. Construcción de Equipo, Materiales y Accesorios	152

CAPITULO III. CARACTERISTICAS DE DISEÑO, DESARROLLO
Y TEORIA DE LOS SISTEMAS DE VACIO

1. INTRODUCCION	169
A. Desarrollos Científicos Basados en la Técnica del Alto Vacío	169
B. Comportamiento de los Gases a Baja Presión	170
2. DISEÑO DE SISTEMAS DE ALTO VACIO	175
3. DISEÑO DE PLANTAS DE ALTO VACIO	193
4. TRAYECTORIAS DE MOLECULAS PESADAS EN AIRE	202

CAPITULO IV. MEDIDORES DE VACIO
Y DETECCION DE FUGAS (INFILTRACIONES)

1. INTRODUCCION	216
2. TIPOS DE MEDIDORES	218
A. Medidores Basados en Fuerza Mecánica	218
B. Medidores de Media y Baja Presión, casi Independientes de la Composición	220
C. Medidores de Conductividad Térmica	223
D. Medidores que Usan Ionización Eléctrica	225
3. OTROS MEDIDORES Y SU CALIBRACION	232
A. Medidores para Funciones Especiales	233
B. Medidor de Ionización de Fuente de Radio	239
C. Resumen de las Características de Medidores Comerciales	244

4. MEDICION Y CONTROL DE INFILTRACIONES	
(FUGAS) EN SISTEMAS DE ALTO VACIO	247
A. Técnicas de Prueba de Vacío	247
B. Requerimientos Dinámicos para Prueba de Vacío Rápida y Sensibilidad Alta	249
C. Relación entre Volumen Bombeado, Velocidad de Bombeo, y Respuesta a la Prueba	252
D. Medición Cuantitativa de Infiltración (fuga)	253
E. Ilustraciones de Pruebas de Vacío	256

CAPITULO V. SELECCION Y DETERMINACION DE COSTOS DE EQUIPO PRODUCTOR DE VACIO 261

1. SELECCION DE EQUIPO PRODUCTOR DE VACIO	262
A. Requerimientos Generales para Seleccionar un Equipo Productor de Vacío	262
B. Factores que Determinan la Selección de Eyectores	269
C. La Selección de un Productor de Vacío	284
D. Selección de Eyectores para Alto Vacío	293
2. DETERMINACION DE COSTOS DE EQUIPO PRODUCTOR DE VACIO	305
A. Estimación de Costos de Alto Vacío Gráficamente	305
B. Estimación del Costo más Bajo de Vacío	322
C. Comparación de Eyectores de Aire con los de Vapor	333

BIBLIOGRAFIA

PROLOGO

En vista del interés que tiene el vacío en casi toda la industria de proceso químico, puesto que éste tiene una gran aplicación, fue lo que nos motivó a desarrollar el presente trabajo. - Esperamos que sea útil a toda persona que desee un conocimiento de tipo académico y también de aplicación sobre este tema.

En esta obra lo que se pretende es tener una visión lo más de tallada posible del vacío y sus características, en diferentes - aspectos de tipo técnico y teórico. Como puntos principales serán incluidos los equipos, los materiales de construcción, la -- teoría básica y el diseño, los equipos y sistemas de medición -- así como de detección de fugas (infiltración de aire), la determinación de costos y selección de equipos productores de vacío, así como lo relativo a la aplicación del vacío en diferentes ope-- raciones unitarias.

La introducción general se omite debido a que en cada capítulo se presenta al principio en una forma particular, puesto que el tema es muy amplio y se vió conveniente hacerlo de esta manera para un mejor entendimiento.

En el capítulo I, se consideran los principales equipos que - producen vacío en grado mediano, advirtiéndose sus características, modos de operación y detalles técnicos en general. Dentro - de este tipo de equipos, se tratan principalmente los básicos co-- mo son: eyectores, sistemas condensador-eyector, y bombas mecáni-- cas.

En el capítulo II, se trata con un equipo un poco más sofisticado técnicamente, para producir un vacío más alto, que en algunos casos extremos llega a ser de 10^{-12} mm de Hg. En esta parte, se incursiona fundamentalmente, en equipos tales como bombas de difusión, bombas rotatorias, bombas de dispersión de iones, etc. Aquí también se consideran los principios básicos en diversas -- aplicaciones, como la destilación, evaporación, etc. También --- aquí se observa el empleo de los materiales de construcción en -

estos equipos, así como también válvulas y accesorios que son necesarios para este equipo de vacío.

En el capítulo III, se ve todo lo referente a la teoría, desarrollo y diseño de sistemas de vacío y alto vacío. También se hacen algunas observaciones sobre las consideraciones que se deben de tener en el diseño de una planta con vacío. En este capítulo, se hace alusión a las características de bombas como son: velocidad de bombeo, conductancia, etc. Aunque también se estudia el comportamiento de moléculas rarificadas en un volumen muy grande.

En el capítulo IV, se detalla de una manera específica, el funcionamiento de los diferentes tipos de medidores de vacío, desde un rango bajo (un vacío mediano), hasta vacíos extremadamente altos (10^{-12} mm de Hg). Se ven medidores tan simples como el McLeod, así como también mecanismos tan complicados como el medidor de ionización de fuente de radio, observándose cuál es su rango de utilidad máxima. Por otra parte, en este mismo capítulo se tiene una especial atención a las infiltraciones de aire (fugas) del medio hacia el interior del sistema a vacío.

En el capítulo V, se trata la determinación de costos, especialmente desde un punto de vista comparativo, así como también los costos para el equipo productor de vacío son mostrados, de una manera gráfica en algunos casos, y de una manera analítica en otros, utilizando en esta última forma por lo regular métodos empíricos, ya que la cuestión de precios es muy variable y no lleva una trayectoria fija. Lo relativo a costos está referido al dólar debido a que la mayoría del material extraído es de origen estadounidense.

Sin lugar a dudas esta parte, se debe tomar sólomente como un panorama de información y no como una guía estricta para resolver un determinado problema. Debiéndose tener en cuenta los problemas inflacionarios además de la variabilidad de precios en México:

Refiriéndose a la selección de un equipo productor de vacío,

con respecto a otro, se muestran las ventajas y desventajas, así como los costos de operación, mantenimiento, servicios etc., que nos darán un criterio cuando se quiera elegir un equipo productor de vacío que esté de acuerdo con el proceso en que se vaya a ocupar.

Las personas que están en relación con la ingeniería sobre entienden unidades tan comunes como psig, mm de Hg, Gpm, etc.; por lo tanto vemos conveniente, por comodidad, omitir un cuadro general de unidades, puesto que a lo largo de la tesis se van especificando.

Finalmente, deseamos dar las gracias a todas aquellas personas que hicieron posible el desarrollo de este trabajo, en especial a nuestro director de tesis, y a las compañías Graham Manufacturing Company Inc. y Croll-Reynolds Company por la información que nos proporcionaron la cual nos fue de mucha utilidad.

CAPITULO I

**EQUIPO PRODUCTOR DE VACIO
Y SUS CARACTERISTICAS**

1. INTRODUCCION

A causa de la necesidad de tiempos de guerra, ocurrieron rápidos avances en la tecnología de vacío. En la actualidad se tienen grandes sistemas a vacío que utilizan numerosos tipos de válvulas, sellos rotatorios y partes internas móviles, operando exitosamente a presiones abajo de 1.0 mm de Hg abs. La razón no está lejos de verse; aunque el ingeniero que diseña un proceso prueba si es posible usar las reacciones que toman lugar a presiones cercanas a la atmosférica, este ideal no es posible para muchos procesos y el vacío es necesario por una o por varias razones. Estas pueden ser resumidas como sigue:

- a) En vacío las temperaturas de vaporización son reducidas, -- con lo cual se inhibe la descomposición térmica y se simplifica la selección de materiales de construcción para las cámaras de reacción.
- b) La virtual ausencia de oxígeno y otros gases protege al material de proceso de la descomposición química y de la contaminación.
- c) La trayectoria libre media de las moléculas de gas es grande en vacío, y las velocidades de vaporización y evolución de gas son mayores que las de las presiones cercanas a la atmosférica a las mismas temperaturas dadas.
- d) Actualmente, en vista del interés por el ahorro de energéticos --debido al aumento del precio del petróleo-- los tres -- puntos anteriormente dados juegan un papel fundamental.

Un alto grado de desarrollo de los componentes básicos que van en los sistemas a vacío es el responsable por la extensión con la cual tales procesos son ahora usados. En este campo, donde los gases se difunden a bajas presiones, más bien que en flujo gaseoso en el sentido usual, debemos revisar los conceptos clásicos de -- flujo, en la teoría y en el diseño de sistemas eficientes y en -- los componentes del equipo. Fundamentalmente, todos los sistemas hacen uso de cámaras de reacción, bombas, medidores y válvulas. -- También frecuentemente un sistema requerirá auxiliares como son -- trampas frías, deflectores, controles automáticos, etc.

Generalmente la construcción de cámaras de vacío está de acuerdo con la práctica aceptada para recipientes a presión, aunque la fuerza estructural no es una consideración primordial puesto que las presiones que actúan sobre la parte externa de la pared son pequeñas. Los hierros fundidos, si es que son usados, deben ser cuidadosamente inspeccionados de porosidad y su uso debe desanimarnos. Uno de los fenómenos problemáticos del vacío es la habilidad de degasear el gas poseído por la mayoría de los materiales. Los gases adsorbidos sobre superficies sucias o rugosas (tal como acero oxidado) incrementa el tiempo para obtener bajas presiones de operación. La presencia de materiales de aislamiento los cuales absorben gases y vapores condensables nos produce ciclos de evacuación largos y evita la obtención de presiones al rango del submicróon. Las juntas de empaques deben ser lisas y planas de tal manera que eviten que un mínimo de material del empaque esté expuesto al lado interior del recipiente.

Los dispositivos productores de vacío en muchos procesos de la industria química y de los alimentos, son necesarios para remover vapor, como por ejemplo, en la evaporación, destilación, secado y enfriamiento. Estos pueden ser deseables más aún, para condensar el vapor que es generalmente vapor de agua. Frecuentemente, también son deseables para remover vapor a tan baja temperatura como sea posible. Por operación a vacío la temperatura de ebullición de cualquier líquido es disminuída, con resultados benéficos. A temperatura de ebullición más baja, la descomposición es más difícil; y si esta tiene lugar, será en menor cantidad. En la preparación de alimentos es preservado el máximo sabor, con una alta calidad.

A continuación se describen en una forma detallada los diferentes equipos productores de vacío, además de sus formas de funcionamiento, arreglos, etc.

2.

CONDENSADORES

Cuando se condensa un vapor, los gases no condensables, usualmente aire, están siempre presentes. El aire entra al sistema a través de fugas en los empaques y juntas; él puede entrar en forma de gas disuelto en el agua de alimentación, si ésta es usada en el condensador. Como el vapor, usualmente vapor de agua, es condensado a líquido, un vacío es producido; para mantener el vacío y para evitar que los gases no condensables se acumulen, ellos deben ser removidos tan pronto como se han formado por una bomba de vacío o por un eyector de chorro de vapor.

El cambio de vapor de agua a agua líquida tiene lugar en el condensador, y es acompañado por un considerable descenso en el volumen. Para vapor saturado a la presión atmosférica, el descenso es de 1640 volúmenes a 1.0; para vapor bajo presión absoluta baja de un recipiente evacuado, el descenso en volumen puede ser de 20,000 volúmenes a 1.0. La caída de presión en el condensador es rápidamente comunicada a todas las partes del sistema.

Existen dos clases principales de condensadores: (a) el condensador de contacto directo, donde los vapores son enfriados y condensados por contacto directo con el líquido de condensación; (b) el condensador de superficie, en el cual los vapores se condensan en una pared fría de metal, dicha pared fría la ofrece generalmente una serie de tubos por los cuales circula agua fría. (En ambos casos de condensadores, es necesario remover los gases no condensables para mantener el vacío.) Los condensadores abiertos o de contacto directo producen un vacío abajo de la presión de vapor del líquido condensante, a la temperatura que prevalece en el condensador. (Los no condensables son removidos por un eyector de chorro de vapor o por una bomba mecánica de vacío.)

El costo inicial del condensador de contacto directo es mucho más bajo que el del condensador de superficie; esto es en parte por la razón de que el condensador de superficie es usado solamente cuando el condensado debe ser recogido separadamente del medio de condensación y no contaminado por él.

Las ventajas de operar con el vacío son muchas, como previamente se indicó; ellas difieren con la naturaleza de la operación. Como un ejemplo, la aplicación de vacío a evaporadores, con una consecuente baja en la temperatura de ebullición, puede ser considerada más estrechamente. Entonces con una presión de vapor de 80 libras barométricas la temperatura de vapor es de 312°F . La temperatura de ebullición de líquido, a la presión atmosférica es 212°F .; a 28 pulgadas de vacío (30 pulgadas barométricas), el punto de ebullición es aproximadamente 101.14°F ., alrededor de 110°F . más bajo. Más aún, el diferencial entre la caja de vapor y el punto de ebullición del líquido es ahora 210°F . en lugar de 100°F . Resultan dos ventajas: (1) menos daño por el calor es sufrido por un material delicado a la temperatura de ebullición más baja y (2) la evaporación tiene lugar a una rapidez mayor que el doble, así que la capacidad de la unidad es doblada (o que la misma capacidad puede ser obtenida con un vapor a mucho más baja presión).

La aplicación de vacío a calderas cerradas, recipientes a presión y tanques de sedimentación, puede tener importantes resultados en la exnulsión de burbujas de aire que son removidas por un dispositivo productor de vacío. El aire atrapado debe ser removido mientras los materiales estén todavía calientes y que todavía estén fluyendo libremente.

En los cristalizadores de vacío, la aplicación del vacío hace posible el enfriamiento de materiales y removimiento de calor de cristalización; en plantas eléctricas de vapor, el uso de vacío se extiende al rango de presión sobre el cual el vapor se expande.

A. Condensadores de Contacto Directo

Los condensadores de contacto directo pueden ser arreglados con altura barométrica o con bajo nivel. En el arreglo barométrico debe de haber una tubería de cola de 34 pies de longitud, suficiente para balancear la presión atmosférica, entre la brida del condensador y el nivel de agua en el pozo de agua caliente el cual actúa como resumidero para sellar la descarga del condensador. En el arreglo de bajo nivel, una bomba de removimiento es conectada a una

cola corta de tubería para remover el condensado. Generalmente, el arreglo barométrico es más satisfactorio, debido a que la cola barométrica provee un sello que no requiere ajustes, mientras que en el arreglo de bajo nivel la bomba de removimiento tiene un controlador de líquido que mantiene a un nivel el lado exterior del condensador, y se regula la válvula de agua para prevenir la inundación del condensador o la cavitación de la bomba de removimiento.

(Un condensador de contacto directo puede ser de flujo a contracorriente o de flujo paralelo) En el condensador de tipo a contracorriente, los vapores entran en la parte de abajo del condensador, el agua entra por la parte de arriba, y los dos fluidos viajan a contracorriente, el agua acarreado el vapor condensado hacia afuera del condensador. En el condensador de flujo en paralelo, los vapores y el agua entran en la parte de arriba del condensador y los dos fluidos fluyen en paralelo hacia el fondo del condensador. (El condensador a contracorriente es generalmente del tipo de deflectores, con el paso del agua de un deflector a otro, formando cortinas de agua a través de las cuales el vapor debe pasar. En otro diseño, una boquilla esparidora de agua es usada formando tres conos de agua a través de los cuales el vapor debe pasar. El vapor que entra en la parte de abajo del condensador es enfriado y condensado por contacto con las cortinas de agua. Los no condensables suben a la parte de arriba y son llevados usualmente hacia afuera a través de una conexión en la parte superior del condensador. El condensador a contracorriente opera con una diferencia terminal de temperatura de 5°F. lo que significa que la temperatura del agua en la tubería de cola puede ser mantenida con una diferencia de 5°F. de la temperatura que prevalece en el cuerpo del condensador; la anterior es la temperatura correspondiente al vacío que es mantenido.

Como un ejemplo de la operación del condensador a contracorriente, considerando que la carga de vapor es 10,000 lb./hr., con agua condensante a 70°F. manteniendo un vacío de 28 pulgadas de Hg, la temperatura en el cuerpo del condensador sería 100°F., que corresponde a 28 pulgadas de vacío. La temperatura del agua en la tube--

ría de cola debería ser entonces de 95°F. El aumento de temperatura del agua que pasa a través del condensador debería ser de 25°F (95 - 70)°F. La cantidad de agua de enfriamiento debería ser entonces:

$$\frac{(10,000 \text{ lb. de vapor /hr.})(1,000 \text{ BTU/lb.})}{(25^\circ \text{ de aumento de temp.})(8.33 \text{ lb./gal.})(60 \text{ min.})} = 800 \text{ gpm.}$$

En el condensador de flujo en paralelo con los vapores y agua en la parte superior del condensador caen juntos hacia el desagüe. Los no condensables son sacados a través de una cámara de aire. Usualmente las boquillas espreadoras arregladas anularmente del condensador, dan una mezcla íntima entre el agua y los vapores. El condensador de flujo en paralelo también opera sobre una diferencia terminal de temperatura de 5°F. y el ejemplo dado anteriormente se aplicará también a este condensador. He aquí algunas ventajas del condensador de flujo en paralelo: (1) su diseño previene la inundación, (2) debido a la ausencia de deflectores no existe oportunidad para que material extraño se acumule en el interior del condensador y altere su operación, y (3) prácticamente no tienen caída de presión.

Otro diseño de condensador de flujo en paralelo es el condensador de multichorro en el que los vapores entran ya sea en la parte superior o por un lado cercano al domo. El agua pasa a través de chorros que convergen en tubo de combinación tipo venturi en el desagüe del condensador, comprimiendo los no condensables y descargandolos dentro de la tubería de cola.

Con este tipo de condensador, una bomba de vacío es innecesaria ya que los condensables y no condensables son descargados en la tubería vertical de cola de 34 pies. Debido al trabajo extra hecho por este condensador en el removimiento de los no condensables, éste opera con una diferencia terminal de temperatura mayor y requiere más agua. La diferencia terminal de temperatura puede variar de 10 a 20°F. dependiendo de las condiciones de operación. Cuando se condensan 10,000 lb./hr. de vapores (en el condensador

de multichorro), manteniendo un vacío de 28 pulgadas de Hg con -- agua a 70°F., aproximadamente serían requeridos 1,000 gpm. de -- agua, una cantidad 25% mayor que la requerida ya sea por el con-- densador a contracorriente o por el condensador de flujo en para-- lelo de tipo con espreas. A bajos vacíos el consumo adicional de agua no debería de ser tan grande y podría ser tan bajo como 12%. Por eso donde la restricción de consumo de agua es de importancia primordial, un condensador operando con una diferencia terminal - de temperatura de 5°F. deberá ser usado con un eyector de chorro de vapor o con una bomba de vacío.

Para resistencia a efectos corrosivos de vapores, los condensadores pueden estar hechos de hierro forjado, de placas de acero, de placas de acero con forro de hule, de algunas aleaciones de -- bronce, de acero inoxidable, de placas de acero con recubrimiento de vidrio, de "Havag", y de "Karbate". Los dos últimos materiales son plásticos de resinas fenólicas con alta resistencia a la co-- rrosión.

Como se mencionó previamente, para mantener un vacío en un condensador, los no condensables deben ser removidos para prevenir - el desarrollo de una contrapresión. Los gases no condensables que dejan el condensador serán saturados a la presión que está siendo mantenida en el cuerpo del condensador y a una temperatura 5° mayor que la temperatura del agua de inyección entrando al condensa-- dor. El grado de saturación es determinado por la ley de Dalton. La bomba de removimiento puede ser un eyector o una bomba mecánica. La elección entre las dos debe ser determinada por compara-- ción del costo del vapor para el eyector contra el costo de poten-- cia para la bomba mecánica; en general para bajo vacío, digamos - arriba de 26 pulgadas de Hg, el costo de operación de una bomba - mecánica es bajo. Sobre este punto los costos relativos deben ser investigados.

El costo inicial de una bomba mecánica de vacío es mucho más - alto que el de un eyector y el costo de manutención de una bomba mecánica es también grande debido a que ésta tiene partes móvi-- les, las que el eyector no tiene. También donde gases corrosivos

deben ser manejados, las bombas mecánicas deben ser protegidas -- por dispositivos neutralizantes que el eyector no requiere. Tales dispositivos, introducen una caída de presión en el sistema. Por otra parte, una ventaja adicional del eyector, es que éste puede ser construido de materiales resistentes a la corrosión, a un -- costo moderado; bajo condiciones de corrosión severa los eyecto-- res son los únicos métodos prácticos para producir vacío.

(Otra diferencia fundamental entre los eyectores y las bombas - mecánicas es que los primeros son dispositivos de arrastre por ve- locidad; el arrastre depende de la velocidad de impacto, mientras que la bomba mecánica es un dispositivo de desplazamiento limita- do por la reexpansión del volumen desplazado. En el eyector, como la densidad del gas que está siendo manejado decrece como un re-- resultado de un alto vacío o un bajo peso molecular, la efectividad relativa del chorro de vapor se incrementa, el vapor que actúa e- merge del extremo de la boquilla expansora aumentando su veloci- dad debido a la expansión incrementada. Esto causa un impacto ma- yor. Con las bombas mecánicas de vacío ocurre lo contrario, más - aún los chorros de vapor manejan gases en base a peso mientras -- que las bombas mecánicas manejan gases en base a volumen.

B. Condensador Barométrico

El condensador barométrico es un condensador de contacto direc- to con flujo a contracorriente en la cabeza del condensador. El - agua caliente del condensador es removida de la cámara de conden- sación a través de una tubería de cola de 34 pies de longitud ver- tical; esto es hecho de tal manera que cuando la tubería de cola es llena con agua fluyendo, la columna sólida de agua balancea la presión atmosférica. La descarga tiene lugar sin ninguna bomba. La tubería de cola termina en un recipiente de agua caliente, a - partir del cual el agua es sacada por la alcantarilla. Ya que co- mo el propio condensador debe ser elevado unos 34 pies, la altura total de un condensador barométrico bien puede ser de 40 a 50 --- pies. El costo de construcción envuelto puede ser reducido por la hechura de la tubería de cola que lleva el condensador. De la ca-

beza del condensador, los no condensables son removidos por una bomba de vacío o por un eyector de chorro de vapor, así que los gases parten del lugar más frío del condensador, en contacto con el agua más fría.)

El propio condensador tiene boquillas especiales para la separación del agua condensada en una espesa o en cortinas delgadas de líquido. El método de flujo circular de distribución de agua es del tipo anular; una delgada y uniforme cortina de agua es formada entre las etapas aún cuando el flujo de agua es reducido a un cuarto del gasto normal. Existe un número de disposiciones diferentes dentro del condensador las cuales nos llevan a un mezclado íntimo de vapores y agua condensante.

En la operación de este condensador el vapor entra cerca de la base y encuentra al agua caliente, mientras los gases no condensables, calientes y ricos en vapor, son desvaporizados y enfriados por el agua fría, que entra al condensador cerca de la parte superior del mismo. Como ya lo establecimos, los no condensables son removidos de la parte más alta de la cámara por un eyector o por una bomba mecánica de vacío, siendo el primero de dos etapas. Debe ser recordado que la velocidad de trayecto de los gases en la parte superior del condensador es grandemente reducida, y el tiempo de contacto correspondiente es incrementado.

Los vapores dejan el condensador como condensado, junto con el agua caliente, por este condensador, el agua debe ser bombeada a su parte superior; la presión reducida en el interior del mismo aligera la potencia de carga.

La condensación de vapor en los condensadores de contacto directo es rápida, uno podría decir inmediata aunque no instantánea. El contacto íntimo significa que no se deben formar grandes burbujas que puedan elevarse a través del condensador, no deben descender grandes gotas; las burbujas y gotas deberán ser pequeñas. Solamente una aproximación es hecha para igualar las temperaturas de los gases salientes y el agua entrante. El diferencial, que es conocido como la "aproximación", puede ser 10°F.; con buena construcción y operación propia, ésta puede ser reducida a ---

5°F. La diferencia de temperatura entre la mezcla entrante y el agua saliente (ahora caliente) es la llamada diferencia terminal. Estos dos valores, aproximación y diferencia terminal, son interdependientes.

La cabeza del condensador barométrico, anteriormente de hierro fundido, es ahora fabricada de acero, con lo que la reducción en peso es de 50% o más (de 12,000 lb a 5,000 lb). Existe como resultado un gran ahorro en estructuras soportantes. Los condensadores son también construídos de hierro dulce, acero inoxidable, o cualquier otro metal adecuado.

(Un condensador barométrico con flujo en paralelo, el condensador de multichorro, ha sido ya mencionado como deseable cuando el agua es abundante, debido a que ni bomba de vacío, ni bomba mecánica para el removimiento de no condensables, necesitan estar presentes.) Por medio del agua fría que entra a través de los chorros es condensado el vapor, y los no condensables son comprimidos y arrastrados, viajando las burbujas hacia abajo por la tubería de cola.

× Otro condensador simplificado es el condensador barométrico -- con chorro inyector, conveniente si los no condensables no son excesivos, tal como de 20 a 40 lb/hr (calderas a vacío, evaporadores, etc.). Mientras que por un lado, este condensador no requiere una bomba de vacío separada, por otra parte, no produce un alto vacío, debido a que los gases lo dejan a una temperatura mayor, y la presión de vapor a la temperatura de la tubería de cola es mayor que en un condensador a contracorriente.)

El condensador barométrico con inyector de chorro es más bien lento en la evacuación del sistema al principio de la operación; y es adecuado para proveer un evacuador de chorro de vapor de una sola etapa (eyector) específicamente diseñado para este propósito.

× C. Condensador de Bajo Nivel

En los condensadores de contacto directo de bajo nivel, el cuerpo del condensador supera una tubería de cola la cual es cor-

ta. La descarga del agua del condensador puede ser realizada por medio de una bomba de removimiento como anteriormente se dijo o por medio de una bomba de vacío que maneja tanto agua como gases. Un tercer método utiliza la energía cinética de los chorros de agua dirigidos hacia la cubierta de la boquilla; emergiendo encima de las boquillas, los chorros son unidos en la tubería de cola -- del difusor. Debido al efecto combinado de la presión externa del agua, el vacío existente en el condensador, y la gravedad, los -- chorros de agua obtienen una velocidad suficiente para arrastrar el vapor de agua condensado, aire y gases no condensables y para descargarlos dentro del pozo de agua caliente contra la presión -- de la atmósfera. La presión sobre el agua para los chorros será 9 libras o mayor.

D. Condensadores de Superficie

El segundo tipo de condensador para vapores, especialmente para vapor de agua es el condensador de superficie en el que una pared de metal separa los vapores del medio enfriante. En características constructuales, los condensadores de superficie se parecen a los cambiadores de calor de coraza y tubos; el vapor es -- el fluido de coraza, el agua de enfriamiento es el fluido de los tubos. La coraza es de longitud larga para proveer una velocidad de agua alta a través de los tubos. Los pasajes en tubos y en deflectores, han sido de un minucioso estudio por ingenieros.

La gran ventaja del condensador de superficie es que el condensado puede permanecer separado del agua de enfriamiento. El condensador de superficie puede actuar como un condensador parcial, y ser seguido por otros mecanismos de condensación. Por ejemplo, en una refinería de petróleo una unidad puede consistir de una torre de fraccionamiento al vacío, conectandose a un condensador de superficie, el cual es seguido por un condensador barométrico y -- un eyector de chorro de vapor de dos etapas. El condensador de superficie maneja los vapores de aceite que tienen poco o nada de vapor de agua; el condensador barométrico maneja el vapor de agua que tiene poco o ningún aceite; los gases son jalados fuera por --

los eyectores de chorro de vapor. Tal unidad puede trabajar con una presión absoluta de 4 pulgadas de Hg.

El condensador de superficie tiene otra ventaja, no introduce en el sistema los gases disueltos permanentemente en el agua de enfriamiento, que son introducidos por el condensador barométrico y debiéndose ser sacados por medio de una bomba. Tales gases son usualmente estimados en un 3% del volumen del agua de enfriamiento.

La construcción de los condensadores de superficie con acero y otros metales ha tenido un gran progreso, desplazando prácticamente a la construcción con hierro fundido.

3.

EYECTORES

Las bombas de vacío del tipo eyector de chorro de vapor han tenido un gran desarrollo puesto que su debut fué a principios de siglo, cuando eran usados para mejorar la capacidad de las bombas mecánicas de vacío en las bordas de los barcos y en las plantas de energía eléctrica que usaban vapor de agua. En ese tiempo su eficiencia y su efectividad dejaban mucho que desear. Al principio solo su bajo costo inicial, y el hecho de que el calor del vapor motriz podía ser recuperado en el sistema de alimentación de agua, los hacía suficientemente atractivos como para utilizarlos. Ahora sin embargo, dentro de ciertos límites de comportamiento -- éellos han sido una pieza importante ampliamente usada en el procesamiento químico, así como en otros campos.

Durante 1920 el diseño del eyector empezó a mostrar signos de ciencia y en este periodo los eyectores fueron el principal mecanismo de bombeo al vacío en aplicaciones de estaciones de energía eléctrica. Unos pocos fabricantes los empezaron a construir para el mercado industrial, debido a su simplicidad y a su bajo costo se opacaron su incierto comportamiento y su pobre economía. En la siguiente década ellos estuvieron en la competencia y una expansión rápida del mercado los llevó a muchos y grandes mejoramientos en economía y diseño. Aunque ahora están siendo mejorados en su diseño, los eyectores están siendo estudiados más críticamente por la industria para determinar su lugar en el campo del vacío.

Las ventajas de los eyectores sobre otros mecanismos productores de vacío son la simplicidad, bajo costo inicial, ninguna parte en movimiento, peso ligero, compactividad y partes fácilmente obtenibles, instalables y reparables. También requieren poca atención durante su operación y pueden arrastrar tanto vapores condensables como gases no condensables. También pueden construirse de materiales metálicos y no metálicos resistentes al ácido, y cuando se aplican propiamente operan a bajo costo.

Las desventajas a ser consideradas son: un eyector es una máquina de carga fija, manteniendo siempre una presión de succión -

absoluta fija cuando una carga dada es aplicada. Sus requerimientos de agua son más altos que para otros tipos de productores de vacío, mientras que su economía de vapor es pobre a presiones de vapor motriz menores a 100 psig. Una pérdida en la presión del vapor motriz abajo del valor de diseño dañará seriamente su comportamiento. Las cargas bajas son probablemente causa de inestabilidad y la humedad en el vapor motriz también produce un comportamiento errático. Es extremadamente difícil asegurar el comportamiento de los datos sobre eyectores de literatura de otras fuentes, con los cuales se llevarían a cabo investigaciones preliminares del problema de vacío.

En el presente existe una mejor apreciación de los pros y los contras de la selección del eyector que en el pasado, aunque los errores aún son comunes. Las siguientes sugerencias podrían eliminar algunos de ellos: no especificar presiones de vapor mayores que las que pueden ser mantenidas en el punto de instalación. También, no tratar de especificar un factor excesivo de seguridad, puesto que esto tendería a una menor carga del eyector. Otros errores comunes son el tratar de operar un eyector con un vapor húmedo; abastecer incorrectamente las cantidades de agua a los condensadores, o abastecerlos con agua caliente; la especificación impropia de las cantidades de material condensable y no condensable a ser comprimido, y tratar de cambiar las características de la carga de operación del eyector por cambio de la presión de vapor.

Existen ciertas condiciones que generalmente favorecen el uso de eyectores sobre otros mecanismos. La disponibilidad de vapores a presiones mayores de 100 psig, y el costo razonable del agua de servicio de los intercondensadores. Una cantidad apreciable de gas y vapor a ser comprimida, un porcentaje relativamente alto de vapores condensables en la carga, la presencia de materiales corrosivos y la necesidad de presiones de succión entre 5 y 100 micrones de Hg, son otras condiciones. Un medio conveniente para la disposición de agua de condensación y vapor de escape es naturalmente necesario.

Las siguientes consideraciones determinan el tipo de eyector requerido: la presión absoluta de succión requerida; la cantidad de vapor condensable en la carga; la presión de descarga deseada; el valor cualquiera de la porción condensable de la carga; el número de horas de operación por año; el costo relativo de vapor y agua; el espacio y local disponibles para la instalación; y la temperatura de agua disponible para condensación.

La razón de compresión más económica para un eyector de una etapa puede ser tomada como 6:1 para trabajo relativamente pesado, y de 10:1 de límite para uso ligero. Esta regla es un criterio áspero para la determinación del número de etapas requeridas.

~~La necesidad del uso de intercondensadores es relativa al tamaño de la carga, el costo de operación y los cargos fijos. En general cargas pequeñas y la operación ocasional favorecen la unidad de tipo no condensante. El valor del condensado y las consideraciones de instalación tienden a dictar si un condensador de contacto directo o uno de superficie será o no usado.~~

Aunque los esquemas de funcionamiento son difíciles de obtener, unos pocos datos se han obtenido y son presentados en las siguientes tablas.

La tabla I para eyectores no condensantes de una etapa, muestra la ventaja de la operación con vapores de 100 psig o más, e indica el rápido incremento de consumo de vapor a bajas presiones. La tabla II para unidades del tipo no condensante de dos etapas indica comportamiento similar en el consumo de vapor y en las presiones de succión. Aunque las unidades de una etapa son frecuentemente usadas a presiones de succión tan bajas como 2 pulgadas de Hg abs. y cuando el costo inicial es la consideración principal, las unidades de 2 etapas son más económicas abajo de 4 pulgadas de Hg abs.

Tabla I. libras por hora de vapor motriz para comprimir 100 libras de aire seco con una unidad de una etapa.

Presión de succión pulgs. de Hg abs.	Presión del vapor motriz, psig								Bombeo mecánico neto, Cfm.
	75	100	125	150	175	200	250	300	
4	680	575	550	525	505	495	480	470	167
6	485	425	405	385	370	365	350	340	111
8	275	245	235	225	220	215	207	200	84
10	225	200	190	180	175	170	163	155	67

Cfm = pies cúbicos por minuto

Tabla II. Libras por hora de vapor motriz para comprimir 100 libras por hora de aire seco, con una unidad de -- dos etapas sin condensación

Pres. de suc. in Hg	Presión de vapor motriz, Psig								Bombeo mecánico neto ^a Cfm.
abs.	75	100	125	150	175	200	250	300	
0.5	5000	3850	3625	3350	3150	3000	2850	2750	1340
1.0	2000	1650	1500	1410	1340	1290	1210	1150	670
1.5	1470	1250	1125	1040	980	930	890	850	446
2.0	1100	950	870	970	755	725	690	660	335
3.0	800	675	625	580	555	540	515	500	222

^aCfm neto (Cfm = pies cúbicos por minuto). Desplazamiento requerido si una bomba mecánica de vacío es usada. Desplazamiento neto = grueso del desplazamiento por eficiencia volumétrica.

Tabla III. Libras por hora de vapor motriz y galones de agua por minuto del condensador para comprimir 100 libras por hora de aire seco, con una unidad de dos etapas con intercondensador

Pres. de succión in Hg abs	Presión de vapor motriz, Psig					
	75	100	125	150	175	200
	lb/hr	lb/hr	lb/hr	lb/hr	lb/hr	lb/hr
0.5	1,100	980	940	900	870	845

1.0	675	600	575	550	535	520
1.5	550	490	470	450	435	420
2.0	450	400	385	365	355	345
3.0	365	325	310	300	290	280
	Gpm.	Gpm.	Gpm.	Gpm.	Gpm.	Gpm.
0.5	35	30	28	27	27	26
1.0	23	20	19	18	18	17
1.5	14	12	12	11	10	10
2.0	13	12	11	10	9	9
3.0	11	10	10	9	9	9

Tabla IV. Libras por hora de vapor motriz y Gpm. de agua condensante para comprimir 100 libras por hora de mezcla aire-vapor de agua, en una unidad de 2 etapas con intercondensador.

(Vapor motriz a 150 psig., agua condensante a 70°C.)

Pres.

Suc. Composición de mezcla, 100 libras totales, razón de aire a vap. de agua

Abs.	100 lb. de aire			70Aire/30Agua			30 Aire/70 Agua		
	lb/hr	Gpm.	Cfm ^a	lb/hr	Gpm.	Cfm ^a	lb/hr	Gpm.	Cfm ^a
0.5	900	27	1340	750	24	1580	475	22	1940
1.0	550	18	670	450	16	780	315	15	975
1.5	450	11	446	375	10	521	250	9	638
2.0	365	10	335	315	9	390	225	8	478
3.0	300	9	222	250	8	260	175	8	319

^aDesplazamiento neto requerido de bomba mecánica, vea la nota en la tabla II

Tabla V. Libras por hora de vapor motriz y Gpm. de agua condensante para comprimir 10 libras por hora de aire seco a partir de baja succión, con unidad de tres etapas y sin intercondensadores.

(vapor motriz a 150 psig., agua condensante a 70°F.)

Pres. Suc.	Etapas de condensación							Bombeo mecánico neto
	una	primera	sólo	segunda	1a. y 2a.			
mm.Hg abs.	lb/hr	lb/hr	Gpm.	lb/hr	Gpm.	lb/hr	Gpm.	Cfm.
2.5	950	325	10	200	20	140	16	675
5.0	500	200	9	155	14	115	14	337
10.0	290	145	8	110	8	80	12	169

Tabla VI. Funcionamiento del eyector "impulsor" (booster)

(libras por hora de vapor motriz para comprimir 1000 libras de -- vapor de agua por hora a 1.5 in. Hg abs.)

Pres. de Suc.	Vapor motriz, Psig.		
Mm.Hg abs	50	100	150
2.0	15,000	10,000	9,500
4.0	5,000	3,600	3,400
6.0	3,250	2,300	2,150
8.0	2,400	1,700	1,600
10.0	1,850	1,300	1,225
12.7	1,400	1,000	940

Las tablas I y II muestran el desplazamiento neto que sería requerido para la misma presión de succión y carga si una bomba mecánica fuera usada. (Note que el desplazamiento neto es el grueso del desplazamiento por la eficiencia volumétrica). Para las presiones más bajas de la tabla II, es evidente que un desplazamiento considerable de bomba mecánica será necesario.

El efecto del uso de un intercondensador de chorro, con una unidad de dos etapas para el mismo servicio está mostrado en la tabla III. Existe una marcada reducción en el costo del vapor, la cual no está compensada por la pequeña cantidad de agua de enfriamiento usada. Si condensadores de superficie fueran usados en lugar de condensadores de contacto directo, el uso de vapor se incrementaría en un 2 o 3%. El efecto de la compresión de una mezcla de vapor de agua y aire seco para la misma carga total está al principio de la tabla IV. Esta tabla destaca las características de manejo de carga del eyector, en contraste a las características de volumen manejado por las bombas mecánicas de vacío. Así como el porcentaje de vapor de agua se incrementa para una carga total y presión de succión constantes, los requerimientos de vapor y agua del eyector disminuyen, mientras que el desplazamiento de la bomba se incrementa, requiriéndose por tanto una gran bomba.

En la tabla V se consideran eyectores de tres etapas con y sin intercondensadores. Los esquemas aquí son un poco aproximados, así ha sido necesario para reducir los datos disponibles para una carga común de aire.

Aunque la unidad de tres etapas no condensante requiere un alto consumo de vapor, tiene un lugar definido en el campo de los eyectores. Es de más bajo costo inicial, no produce problemas de drenaje de agua y tiene la característica de bombeo más rápido de todas las combinaciones listadas. El segundo arreglo, con la primera etapa condensante y la segunda etapa no condensante, muestra un marcado descenso en el consumo de vapor y tiene características muy buenas de bombeo, también es usado con un condensador de superficie, este esquema produce un condensado menos contamina

do con agua que otras unidades. Es ampliamente usado cuando el condensado tiene un valor monetario y es condensable a presiones de condensador de aproximadamente 1.5 pulgs. de Hg abs.

Los eyectores de 4 y 5 etapas han sido construídos en gran tamaño para usos tales como secado de plasma sanguíneo y penicilina, procesamiento de vitaminas y producción de magnesio por medio del proceso ferrosilicón. Sin embargo estas unidades son caras de operar, y su comportamiento es difícil de medir con los esquemas existentes y requieren vapor absolutamente seco para su operación. Los datos de comportamiento disponibles en este rango son erráticos y parecen alejarse del comportamiento de eyectores a presiones bajas. En lugar de usar bombas de difusión u otros mecanismos se utilizan eyectores donde el tamaño de otros mecanismos es prohibitivo. La mayoría de los nuevos procesos, de hecho están tratando de evitar la necesidad de mecanismos de vacío de alta capacidad a muy bajas presiones absolutas.

Aunque hasta aquí sólo hemos discutido los eyectores en su capacidad como bombas de vacío, también son usados extensivamente como termocompresores y como impulsores (boosters). El término impulsor es comunmente aplicado a una etapa de eyector diseñada para comprimir grandes cantidades de vapor de agua u otros condensables de presiones de succión relativamente bajas a las cuales los vapores pueden ser rápidamente condensados con agua de condensación disponible. Un termocompresor es una etapa de eyector diseñada para comprimir grandes cantidades de vapor desde una presión de succión atmosférica o casi atmosférica a una descarga sobreatmosférica. Es usado primeramente como una bomba de calor.

Aunque han sido usados por muchos años para recobrar calor, muy pocos datos de comportamiento están disponibles sobre termocompresores. Es probable que esta clase de equipo fuera mucho más ampliamente usada en las industrias de proceso si sus capacidades y cualidades fueran bien conocidas.

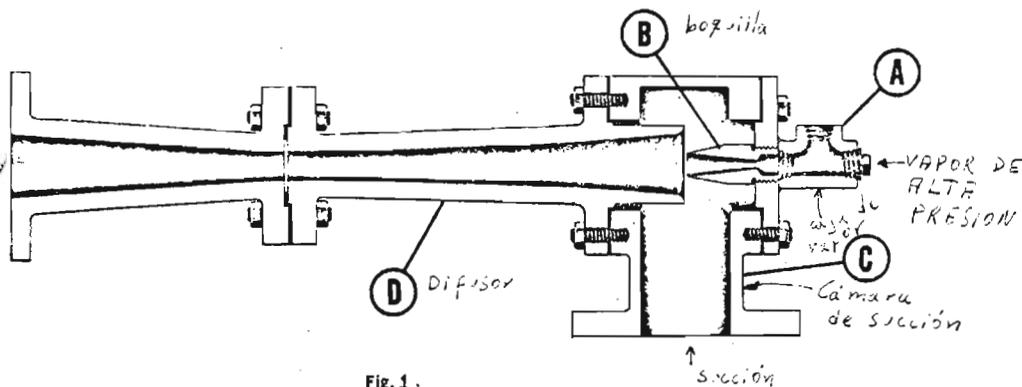
A. Origen

El desarrollo de los eyectores de chorro de vapor coincidió -- con el surgimiento de tecnología durante el siglo XX. El eyector fue primero concebido a principios de siglo por un europeo y un inglés, Le Blanc y Parsons, a quienes se les acreditó el desarrollo inicial. Los investigadores y fabricantes norteamericanos no hicieron nada en este campo durante las siguientes dos décadas. En 1915 los eyectores fueron introducidos a los EE.UU. Harold M. Graham hizo un gran esfuerzo en este campo. El señor Graham, dirigió un grupo de investigadores trabajando en conjunción con el gobierno de los EE.UU, y fue el responsable por los mejoramientos en el diseño y eficiencia sobre el producto europeo.

En 1943 se desarrolló un poco más el eyector de chorro de vapor. A partir de esto una multitud de mejoramientos en el equipo productor de vacío por medio de vapor se ha obtenido.

Uno de los propósitos de esta sección es que el lector se acostumbre con los principios básicos de operación del eyector de chorro de vapor. Estos principios son fáciles de entender en teoría, aunque su aplicación al diseño de eyectores requiere larga experiencia ya que se puede considerar tanto una ciencia como un arte.

El eyector está compuesto de 4 partes estacionarias: caja de vapor, boquilla o tobera, cámara de succión y difusor (figura 1).



(En operación el vapor de alta presión fluye a través de la caja de vapor dentro de una boquilla o tobera donde la energía de presión del vapor es convertida en energía de velocidad (energía cinética utilizable). Durante esta conversión el vapor se acelera, expande y desciende su presión. Tanto como el vapor deja la tobera o boquilla se acelera a su máxima velocidad, la cual es supersónica y se expande a su mínima presión. La figura 2 muestra la relación de presión a velocidad en el eyector. Este chorro de alta velocidad y baja presión entra ahora a la cámara de succión (fig. 1) donde el gas o vapor a ser evacuado es retirado alrededor de ella, arrastrado y llevado al difusor. (Este proceso de arrastre toma lugar por dos razones. Una, debido a la región de baja presión creada por el vapor cuando va dejando la boquilla, el gas a ser retirado es evacuado en contacto íntimo con el vapor y la otra, puesto que la velocidad del vapor es muy alta, su momentum es alta con lo cual el gas evacuado es retirado junto con el chorro de vapor, este momentum es impartido al gas y es llevado junto con el vapor. La corriente de gas-vapor entra entonces al difusor donde es desacelerada, comprimida a una presión mayor y descargada. La figura 2 muestra este paso de compresión que es inverso al de la expansión en la boquilla.)

(Es evidente en esta breve explicación que el eyector ejecuta tres pasos; expansión a través de la boquilla, mezclado de vapor y gas evacuado en la cámara de succión, y compresión en el difusor. Estos pasos pueden ser llevados a cabo de una manera altamente eficiente.)

Actualmente, los eyectores están siendo más usados de lo que nunca fueron en lugar de las bombas mecánicas. Pruebas vividas de esto es el uso de eyectores en condensadores de superficie para aplicaciones en turbinas. Podemos recordar el día cuando la mayoría de estas instalaciones requerían el uso de bombas mecánicas de tamaño muy grande de costo alto y de mantenimiento problemático.

Los eyectores se han usado casi exclusivamente en los campos de refinamiento y petroquímico y son los únicos mecanismos que -

tienen flexibilidad, economía y facilidad de operación en la producción de bajas presiones.

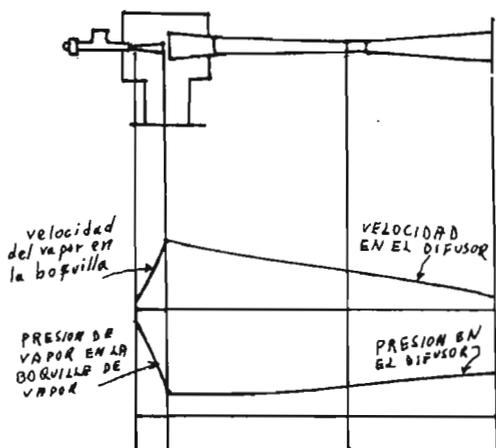


Figura 2. Paso de compresión inverso al de la expansión en la boquilla.

B. Características de Diseño

Los eyectores de chorro de vapor son muy flexibles en su comportamiento y un amplio rango de características puede ser producido por un diseñador experimentado. La mayoría de los eyectores sin embargo, son requeridos para adherirse a un modelo común que puede ser descrito como sigue:

- a).- Estabilidad en operación arriba del punto de garantía -- con un factor razonable de sobrecarga.
- b).- Consumo económico de vapor y consumo económico de agua - si son usados condensadores entre y después de los eyectores.
- c).- Operación sin problemas mecánicos.
- d).- Bajo costo inicial.

- e).- Fácil reemplazamiento de cualquier parte gastada, corroída o rota.
- f).- Durabilidad a través de la selección propia de los materiales y un amplio espesor en todas las partes.

Los primeros eyectores que fueron construídos en los EE.UU al rededor de 1915 empleaban boquillas de vapor múltiples. Este diseño tuvo muchas desventajas y se descartó la idea de boquillas múltiples después del desarrollo de una boquilla simple para todos los eyectores, grandes o pequeños. (La boquilla simple dá mejor comportamiento que la boquilla múltiple y por tanto la primera es la que se usa más.)

Una sola boquilla puede reemplazar a un número cualquiera boquillas mayor que uno en eyectores, ya sean estos grandes o pequeños.

Esta multiplicidad de boquillas pequeñas no es deseable comparada con una boquilla grande por las siguientes razones:

- a).- Si el diseño del eyector usa 7 boquillas pequeñas, entonces la abertura en cada boquilla será sólo una fracción de la abertura requerida en una boquilla grande. Como un resultado estos orificios pequeños se taponan obstaculizandose rápidamente con descarapeladuras de tubería, --- fragmentos de línea, etc. Si una boquilla de este racimo se obstaculiza, la efectividad del eyector es grandemente reducida y generalmente resulta en un paro.
- b).- Las aberturas pequeñas en cada una de las boquillas del racimo son más sensitivas al desgaste que las grande s - aberturas en la boquilla simple de tamaño mayor.
- c).- Es más bien difícil mantener el racimo de boquillas en - alineamiento así que ellas arrojan su pluma de vapor en un contorno correcto chocando sobre el difusor en el punto correcto cuando están bien alineadas.
- d).- Con una multiplicidad de boquillas frecuentemente ocu--- rren problemas de fuga de vapor que pueden desarrollarse en el punto donde la boquilla es torcida o ensanchada --

dentro de la caja de la boquilla de tal manera que la fuga de vapor del lado de alta presión al lado de vacío reduce la efectividad del eyector.

- e).- Es mucho más fácil reemplazar una sola boquilla que un - que un número mayor de boquillas en un eyector de multi-boquilla.
- f).- Cuando se desarma una boquilla en el campo, la posición de ésta es importante pero no sensitiva. Una diferencia de 1/2 pulgada en la posición de una boquilla en un eyector sería ampliamente notable y requeriría una prueba -- muy exacta para determinar cualquier cambio en comportamiento. Esto no es así con todos los diseños y muy frecuentemente el cambio más ligero en la posición de la boquilla afectará seriamente el comportamiento del chorro.
- g).- Con un racimo de boquillas, un filtro en la línea de vapor es necesario para prevenir el paso de materia extraña que obstaculizaría a la boquilla. Con la boquilla --- grande la presencia de un filtro no es tan importante.

Con el objeto de que el lector pueda entender los elementos - esenciales que hacen un eyector de chorro de vapor, se lista abajo una descripción general:

El eyector de chorro de vapor consiste de las siguientes partes (vea la figura 1):

- a).- La caja de vapor a través de la cual el vapor motriz es admitido.
- b).- La boquilla de vapor a través de la cual el vapor motriz se expande convirtiendo su energía de presión en energía cinética saliendo de esta boquilla a alta velocidad (figura 2)
- c).- La cámara de aire, el propósito de la cual es recibir aire, gas o vapor a ser evacuado y distribuido alrededor - de la boquilla de vapor de donde es arrastrado junto con la pluma propulsora de vapor y es comprimido en el cue--

llo convergente del difusor.

- d).- El difusor. Esta parte comprime el vapor y carga arrastrada y los descarga a través del escape del difusor a una presión considerablemente mayor que en la succión.

Usualmente los materiales de construcción más comunes son como sigue:

- a).- Caja de vapor: acero
b).- Cámara de aire: acero y hierro fundido
c).- Difusor: hierro fundido y acero
d).- Condensadores interbarométricos: cuerpos de hierro fundido y acero
e).- Boquillas espreadoras: hierro fundido y bronce
f).- Intercondensadores de superficie: acero y hierro fundido

C. Tipos de Eyectores

De una etapa

Este tipo de eyector tiene un solo tubo difusor y descarga a la atmósfera; el grado de compresión debe ser suficiente para alcanzar una presión superior a la atmosférica. Generalmente, el consumo de vapor será menor si la compresión está distribuida entre varias etapas. El eyector de una sola etapa puede producir un vacío tan alto como 29 pulgadas de Hg con vapor de presión razonable. Sin embargo, existen eyectores de una sola etapa excepcionalmente buenos y con una eficiencia comparativamente alta a arriba de 28 pulgadas de Hg de vacío. Este tipo de diseño provee un bajo consumo de vapor y características de operación estables. Este eyector de una etapa está completamente desarrollado y muchos de ellos están en operación.

Eyector de dos etapas

El eyector de dos etapas está diseñado de cualquiera de las dos maneras mostradas en la figura 3, puede ser del tipo condensante y del tipo no condensante. Si el eyector es del tipo con--

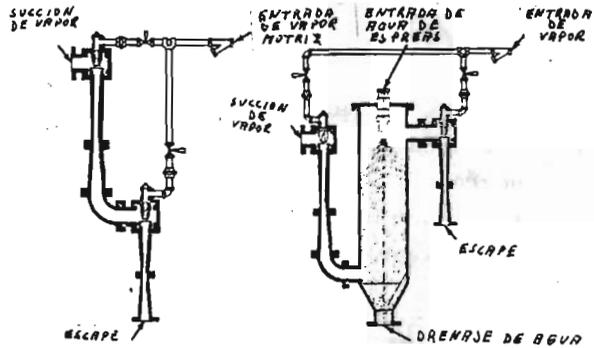
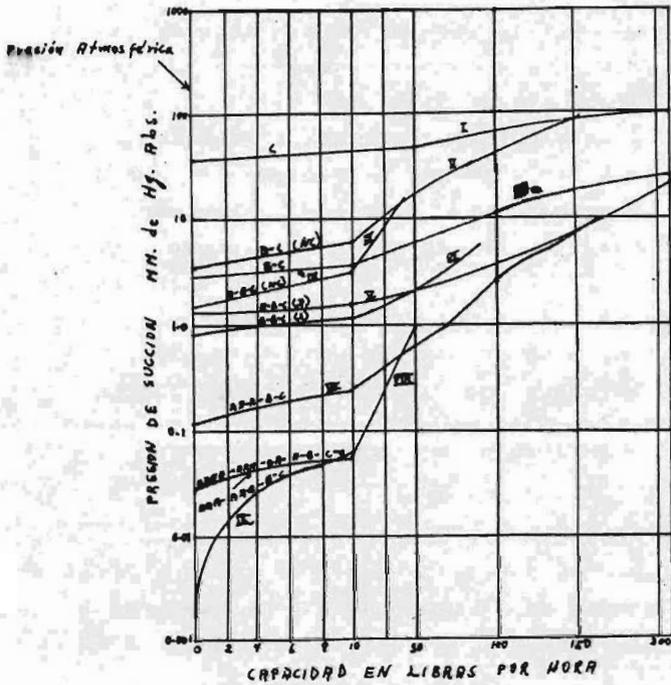


Figura 3. Sistemas de eyectores (de dos etapas) con condensación y sin condensación. En el primer sistema la segunda etapa debe manejar la carga de vapor más el vapor requerido por la primera etapa. En el segundo sistema el vapor requerido por la primera etapa es condensado en el intercondensador.



- I: un solo eyector
- II: eyector de dos etapas
- III: eyector de tres etapas
- IV: un eyector con condensador (el eyector de 2 etapas).
- V: tres etapas con dos intercondensadores
- VI: tres etapas y un intercondensador (primero dos etapas luego el intercondensador y por último una etapa).
- VII: cuatro etapas y dos intercondensadores (primero dos etapas luego intercondensador después etapa, luego intercondensador y por último etapa).
- VIII: cinco etapas y dos intercondensadores (primero tres etapas, luego intercondensador, después etapa, luego intercondensador y por último etapa).
- IX: Seis etapas y dos intercondensadores (primero cuatro etapas luego intercondensador, etapa, intercondensador y por último etapa).

Figura 4. Una comparación de diferentes diseños basados en el mismo consumo de vapor.
 Presión de vapor: 100 psig.
 Agua de enfriamiento: 85°F.

densante, la primera etapa descargará a un condensador barométrico o de superficie y la segunda etapa descargará a la atmósfera o a otro condensador, ya sea barométrico o de superficie.

El eyector de doble etapa de tipo no condensante tiene sus -- etapas conectadas directamente. Este tipo es relativamente barato y no requiere agua de condensación pero usa más vapor que el tipo condensante.

De lo anterior será notado que el tipo no condensante es extremadamente simple pero de escasa economía. Puede también ser -- usado donde no existe el suficiente espacio para el tipo condensante, y es usualmente utilizado para operaciones intermitentes donde la simplicidad es más importante que el consumo de vapor.

Otra ventaja del eyector no condensante es que no tiene problema de desalojo de condensado de la descarga de la primera etapa. Puede ser montado al nivel del piso y también puede ser montado de una forma opuesta que si fuera del tipo condensante con -- una pierna barométrica, y por supuesto cuando el intercondensador de tipo de superficie es usado, una bomba removedora de condensado es usada en el eyector no condensable no se utiliza esta bomba.

Eyector multietapa

Los eyectores también tienen de 3 a 7 etapas de acuerdo al -- servicio y vacío requeridos. Por ejemplo, para producir una presión de 5 mm. de Hg, una unidad de 3 etapas será probablemente -- usada y para una presión absoluta de, digamos, 50 micrones, 5 -- etapas serán usadas.

Las unidades de multietapa están conectadas de la misma manera que la unidad de 2 etapas previamente descrita y la última -- etapa de cada combinación puede ser equipada o no con un condensador posterior.

Los eyectores de chorro de vapor, son empleados para manejar diferentes cantidades de gases no condensables y cuando un volumen muy grande de vapores condensables y gases no condensables -- van a ser controlados el término chorro "impulsor" (booster) es empleado. Un impulsor (booster) es simplemente una marca regis--

trada para describir un gran eyector que puede manejar vapor de agua u otros gases. Frecuentemente descarga en un condensador y si el material que está manejando está prácticamente condensado, una segunda y tercera etapas pequeñas serán conectadas para evacuar el condensador de la parte pequeña no condensable de la carga. Si el impulsor está empleando únicamente gas no condensable la segunda y tercera etapas serán también muy grandes.

La selección propia es claramente ilustrada en la figura 4.

Será notado que estas curvas muestran una comparación de eyectores basada en el mismo vapor requerido y las mismas condiciones de operación. Para una carga dada en libras por hora y para un vacío deseado la selección del eyector más óptimo está indicada por estas curvas.

D. Comportamiento de los Eyectores con Respecto a los Pesos Moleculares de los Vapores

A pesar del éxito del eyector en la aplicación práctica, el proceso de arrastre permanece como uno de los problemas más complejos de la dinámica de los fluidos. La energía de la corriente del chorro y el intercambio de momentum constituyen la base en la que descansa el análisis fundamental de los eyectores. Esto da poca información para el diseño, y la mayoría de los problemas de diseño permanece empírica. Indudablemente el uso de otros fluidos parece prometedor como un medio de obtener un avance substancial en el comportamiento del eyector. Para una pérdida de presión a lo largo del chorro, la energía cinética molar del fluido será esencialmente constante, sin tomar en cuenta el hecho de que la velocidad cambiará en razón inversa a la raíz cuadrada del peso molecular, mientras que la masa será proporcional al peso molecular. Por otro lado, el momentum molar del fluido del chorro cambiará ásperamente en proporción a la raíz cuadrada del peso molecular, y un peso molecular mayor dará un momentum más disponible que uno pequeño. Un número de preguntas permanece aún sin ser contestado, sin embargo, en lo ligero de este concep

to la primera de estas cuestiones para diseñar un eyector es que si existe un cambio de fluido un cambio de diseño será necesario. Más significante es la pregunta de que si todos los fluidos se comportan igual, y particularmente de como estos fluidos diferentes se comportarán en el lado de arrastre del chorro.

Vapores con pesos moleculares que varían de 18 a 154 han sido probados en dos eyectores para determinar las características de comportamiento de varias combinaciones. Las curvas de succión -- contra la presión del hervidor para diferentes presiones de escape muestran que todos los vapores se comportan similarmente en un eyector dado. Esto ha sido correlacionado además por la eficiencia de compresión de Carnot comparada con la eficiencia de expansión, y una simple línea resulta para un eyector sin tomar en cuenta la naturaleza del fluido o la presión de escape. Las relaciones de arrastre para el arrastre propio, esto es, el mismo fluido en el hervidor y evaporador (ejemplo, vapor de agua es el fluido motriz que arrastra vapor de agua de una cámara a ser evacuada); una expresión ha sido derivada para la cantidad de -- arrastre en términos de razones de pesos moleculares. Las características de un eyector están definidas en términos de ciertas características de presión así como del comportamiento con cualquier combinación de fluidos puede ser predicha a partir de los datos de comportamiento del sistema vapor de agua-vapor de agua. La relación de este trabajo para el uso de eyectores en destiladores y sistemas de acondicionamiento de aire es indicada. Con respecto a los sistemas de acondicionamiento de aire, ahorros substanciales parecen posibles cuando razones convenientes de pesos moleculares y condiciones de presión convenientes son usadas, un mejoramiento del 75 al 200% es posible, pero el resultado es frecuentemente un sistema degenerado del cual la recuperación es -- costosa. Los requerimientos para sistemas evitando esta dificultad y ofreciendo oportunidades para efectuar ahorros son notados aquí.

La selección de sustancias envolvió diferentes tipos de estructura molecular y pesos moleculares variando estos últimos --

desde 18 a 154. Los valores de descarga para las boquillas del eyector fueron experimentalmente determinados para los fluidos condensables empleados.

Los sistemas de arrastre investigados son clasificados en arrastre propio y arrastre por dos componentes. El primero involucra el uso de un fluido primario (hervidor) idéntico a un fluido secundario (succión). En el sistema de dos componentes los fluido primario y secundario son sustancias químicas diferentes. El uso de arrastre de dos componentes con arrastre propio es un caso especial capacitado para el desarrollo de relaciones para cantidades y para requerimientos de calor bajo diferentes condiciones de presión. En este estudio dos eyectores comerciales, cada uno diseñado para una razón de compresión diferente, y de un tamaño conveniente para experimentación en laboratorio fueron usados, y son del tipo de una sola boquilla de sección transversal circular.

El propósito de esta investigación es entonces establecer relaciones en base a un peso molecular y determinar las características de un eyector cuando es usado con varios sistemas de vapor.

Un sistema de dos componentes usando mercurio en el hervidor y agua en el evaporador fue propuesto por Whitney.

Equipo

El equipo usado en el trabajo experimental consistió de una autoclave de dos galones de capacidad enchaquetada con vapor de agua, con un serpentín interno conductor de vapor, que sirvió como hervidor del vapor primario. Cuando vapor o aire fue usado, el equipo fue desconectado de la autoclave y reconectado a la línea de abastecimiento de aire o vapor. Un filtro fue empleado cuando el vapor fue el fluido primario.

El vapor fluyó a través de una línea de 1/4 de pulgada aislada con magnesia, B, a una válvula de aguja, C, para la regulación de presión del vapor primario. La línea se continúa en un doble codo, D, sumergido en un baño de aceite, E, que fue calentado por un mechero Bunsen, F, a partir de este punto se conti--

núa al eyector, J, la presión del vapor primario y la temperatura de la línea de vapor fueron registradas por un medidor Bourdon, H, y un termómetro de mercurio, I, puesto en un termopozo.

Lo anterior fue puesto en la línea entre el medidor y el eyector. Un termómetro de mercurio, G, registró la temperatura del baño de aceite que fue mantenida a un punto lo suficientemente arriba de la saturación como para mantener seco el vapor de la línea. Esto es importante en la prevención de agitación de líquido en la boquilla y para asegurar la continuidad en el flujo. Se realizó por el calentamiento del baño a una temperatura ligeramente arriba de la de saturación mientras que la presión en la línea fue mantenida constante. Cuando las paredes del tubo estuvieron secas la temperatura en I empezó a aumentar lentamente. Después de un aumento de unos pocos grados, la temperatura en el baño fue mantenida en ese punto durante la corrida. Con este método de calentamiento, el sobrecalentamiento del vapor no excedió de 10°F . arriba de la temperatura de saturación. Sin embargo, las temperaturas de saturación de equilibrio a la presión del hervidor fueron usadas en el cálculo debido a que la alta velocidad del chorro rápidamente causa formación normal de rocío.

La temperatura aumentó 20°F con vapor, y el calor del vapor sólo tuvo un incremento de 1% en su calor latente. Para asegurar la corrección de las lecturas de presión, el medidor, H, fue calibrado dos veces durante las corridas de prueba y se encontró que se mantuvo con exactitud. Por lo tanto las lecturas registradas por el medidor fueron las presiones en la cercanía de la boquilla dentro del límite de precisión del medidor (0.5 lb/in^2).

Un recipiente de acero aislado con magnesia de un litro de capacidad hecho de tubo de 3 pulgadas, O, provisto con un medidor Bourdon P, fue usado para generar el vapor secundario. Fue aplicado calor bajo el recipiente por un mechero plano Q, un medidor de desplazamiento de tipo húmedo que lee a 0.001 pies^3 fue substituido por el recipiente de acero cuando aire fue el fluido secundario. El vapor fue descargado dentro de la línea de succión aislada, L, controlada por una válvula de aguja, N, para la regu

lación de la presión y un manómetro M, de mercurio para la medición también de presión. En cada caso se halló que era insignificante. Por lo tanto la lectura registrada por el manómetro M, -- puede ser considerada la presión verdadera del fluido secunda---rio.

La descarga del eyector fue conectada directamente al condensador, K. El condensador consistió de 8 pies de tubo de cobre de 5/8 de pulgada sin costura ajustado a un tubo cubierto de 3 pulgadas de diámetro de 20 pulgadas de longitud. Cuando el eyector grande fue usado, un gran condensador hecho de 20 pies de tubo de cobre de una pulgada de diámetro fue empleado. La salida del condensador fue conectada a una llave de macho de gran tamaño de tres caminos, R, usada para dirigir el condensado al recipiente, S, o a un frasco muestra, T. El recipiente fue usado para recoger el condensado mientras que la válvula se colocaba en diferentes posiciones. Después de que condiciones estables fueron alcanzadas la llave macho de tres caminos fue cambiada de posición y el condensado recogido en un frasco muestra. El recipiente fue ajustado con un tubo sifón y una llave de paso, U, para remover el condensado al terminar la corrida. Una llave de dos caminos, V, fue usada para mantener un vacío en el sistema cuando el frasco muestra estaba siendo removido. Fue necesario medir la presión contra la cual el eyector estaba descargando. Debido a la posible condensación en cualquier mecanismo de medición puesto dentro del condensador, fue imposible determinar las presiones en este punto. Por consiguiente un manómetro de mercurio, W, para la medición de la presión de escape fue puesto en la línea -- más allá de la salida del condensador. Las presiones de escape reducidas fueron mantenidas por una bomba de chorro de agua y -- fueron reguladas por un venteo atmosférico, X. Un receptor de sobreflujo, Y, fue ajustado en la línea. Las líneas de vapor escogidas para experimentación fueron todas sobretamañadas, y un chequeo hecho sobre la localización de los medidores mostró que la situación establecida leía valores verdaderos dentro de la precisión del instrumento. Todo el aparato se muestra en la figura 5.

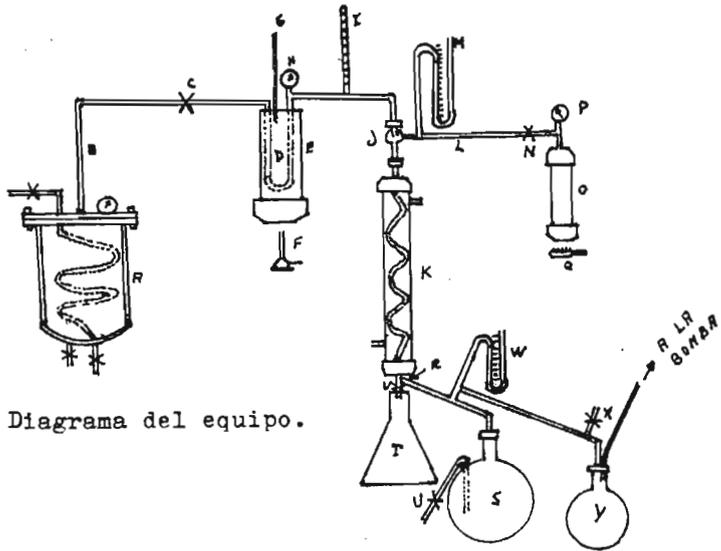


Figura 5. Diagrama del equipo.

Estudios experimentales

El equipo fue usado para establecer diferentes relaciones del comportamiento del eyector. La descarga de la boquilla a una presión determinada del hervidor fue dada para, vapor de agua, metanol, etanol, benceno y tricloroetileno en el eyector pequeño, y vapor de agua, metanol y benceno en el eyector grande. Las determinaciones fueron hechas por la regulación de la válvula C por la propia presión tal como fue registrada por el medidor H. La sequedad de las paredes del tubo fue asegurada por el método ya descrito. La válvula de succión, N, por la que el fluido secundario normalmente entraría, fue mantenida cerrada durante esta serie de corridas. El condensado del vapor primario fue admitido para fluir dentro del reservorio S, a la presión de escape atmos

férica hasta que las condiciones estables fueron alcanzadas; entonces, al girar la llave de paso R, el condensado fue dirigido al frasco muestra T. El tiempo de flujo fue medido por un reloj de segundos muertos y el condensado pesó cerca de 0.5 gramos. Las determinaciones individuales checkaron con el promedio por al menos 1%; en la mayoría de los casos este acuerdo fue aún mejor. Las presiones de hervidor estudiadas en el eyector pequeño variaron desde 25 hasta 65 lb/in² abs. y en el eyector grande, - arriba de 90 lb/in² abs.

Las relaciones entre la presión de hervidor, presión de escape y presión de succión a cero arrastre fueron determinadas para vapor de agua, metanol, aire, etanol, benceno y tricloroetileno en corridas con el escape del eyector a la presión atmosférica - en el eyector pequeño. Vapor de agua, metanol y tricloroetileno fueron usados en corridas con el escape del eyector a presiones reducidas. Las relaciones fueron determinadas para vapor de ---- agua, metanol y benceno en el eyector grande. Las tres presiones estudiadas son mutuamente dependientes en un eyector dado; si -- dos están fijas la tercera está automáticamente establecida. Por lo tanto en un trabajo experimental, las relaciones fueron deter-- minadas por el mantenimiento de una presión constante, variando una segunda y por consiguiente fijandose la tercera. Cuando el - escape del eyector estuvo a la atmósfera, la presión de escape - estuvo constante y la válvula de succión N, fue mantenida cerrada tanto como la presión del hervidor fue variada. Las lecturas de presión fueron tomadas sobre el medidor H, y el manómetro N, en estas corridas. Cuando el eyector estuvo escapando a presio-- nes reducidas, la lectura de presión del hervidor sobre el medi-- dor H, fue mantenida constante, y la válvula de succión N, fue - mantenida cerrada tanto como la presión de escape fué variada.

Las lecturas de presión fueron tomadas sobre los manómetros M y W en estas corridas. Suficientes datos fueron determinados para establecer la variación en cada caso. Las presiones de suc--- ción y de escape fueron mantenidas dentro de más o menos 5 mm de Hg de la media (0.1 lb/in²). Las presiones de hervidor fueron --

mantenidas constantes dentro del límite de observación del medidor H. Las presiones del hervidor estudiadas en el eyector pequeño variaron de 25 a 85 lb/in² abs, y en el eyector grande, arriba de 115 lb/in² abs. Las presiones de escape variaron desde la presión atmosférica a 3 lb/in² abs.

Las relaciones de arrastre fueron establecidas para vapor de agua, aire, metanol, etanol, benceno y tricloroetileno como flúidos primarios en el eyector pequeño, y vapor de agua, metanol y benceno en el eyector grande. Estas sustancias fueron también -- usadas como flúidos secundarios en el eyector pequeño; además, - éter etílico, disulfuro de carbono, cloroformo y tetracloruro de carbono fueron empleados. El vapor de agua, aire, metanol, benceno y tetracloruro de carbono fueron usados como flúidos secundarios en el eyector grande. Ambos sistemas el de arrastre propio y el de arrastre por dos componentes de varias combinaciones de flúidos fueron investigados. El arrastre fue estudiado como una función de la presión de succión bajo diferentes condiciones de presión fija del hervidor y de la presión de escape. En la determinación de la relación para un sistema dado, la válvula de succión N, fue mantenida cerrada hasta que las presiones del hervidor y escape estaban estables medidas por el medidor H y el manómetro W, respectivamente. La válvula de succión N, fue entonces abierta ligeramente; ésto incrementó la presión de succión y permitió el arrastre de una pequeña cantidad de flúido secundario. Después una muestra fue recogida para prueba, la válvula de succión N fue ligeramente abierta y otra determinación fue hecha. Las condiciones estables fueron determinadas a cada presión de succión antes de que el condensado fuera recogido y probado como se delinea abajo. Suficientes datos fueron determinados y obtenidos para calcular la relación en cada caso. La variación máxima en la presión de succión a partir de la media durante colectado fue aproximadamente 6 mm de Hg (0.12 lb/in²) y en la mayoría de los casos fue mantenida dentro de 2 ó 3 mm de la presión media. Las presiones de escape y del hervidor fueron mantenidas dentro de los mismos límites como en las pruebas de relación de presión.

Fue posible duplicar resultados dentro de un máximo de 5%. Las presiones de hervidor estudiadas en el eyector pequeño variaron de 25 a 65 lb/in² abs y, en el eyector grande estuvieron arriba de 90 psia. Las presiones de descarga (escape) estudiadas variaron desde la presión atmosférica hasta más o menos 3 lb/in² abs.

Un análisis del condensado fue hecho de acuerdo con su composición. En un sistema de un solo componente la diferencia en peso por unidad de tiempo entre el condensado y la descarga de la boquilla fue determinada y calculada como libras de fluido secundario arrastrado por hora. El condensado fue recogido y medido de la misma manera que en las pruebas de descarga de boquilla. La descarga de la boquilla fue determinada en todas las corridas de arrastre por el colectamiento, tiempo, y pesado de al menos tres muestras separadas a la presión del hervidor usada en el arrastre.

En un sistema de dos componentes donde los fluidos fueron miscibles (como metanol-agua, etanol-agua, metanol-tetracloruro de carbono, benceno-cloroformo, etc.) la composición del condensado fue determinada por medición de gravedad específica. Las libras de fluido secundario arrastrado por hora fueron obtenidas multiplicando la descarga de la boquilla por la razón correspondiente a la gravedad específica del condensado. En el sistema de dos componentes donde los fluidos fueron inmiscibles y separados en dos fases bien definidas (como benceno-agua, tricloroetileno-agua, tetracloruro de carbono-agua) el condensado fue recogido en probetas graduadas de 100 cc en las que el total del volumen fue medido. El volumen en cada componente fue determinado por centrifugación del condensado en tubos graduados. La multiplicación del volumen por las respectivas gravedades específicas nos dió el peso para cada componente. Las libras de fluido secundario arrastrado por hora fueron obtenidas por la multiplicación de la descarga de la boquilla por la razón de peso de fluido secundario a fluido primario, siendo la descarga de la boquilla conocida para las condiciones del experimento.

Cuando el aire es usado como el fluido secundario, una lectu-

ra de desplazamiento de tipo húmedo de 0.001 pies cúbicos fue -- substituída para el evaporador. La temperatura y presión del aire fueron anotadas, y el peso equivalente fue determinado por el uso de tablas de aire. Los valores fueron reportados como libras de aire arrastrado por hora.

Cuando el aire fue usado como fluido primario, se le tomó el tiempo de arrastre con un reloj de segundos muertos y se midió -- como la diferencia en peso de fluido secundario en el evaporador antes y después de la corrida. Ningún condensado fue colectado -- durante estas corridas para usarse en la medición de arrastre.

Un eyector sirve para permitir la expansión de un vapor de -- presión a través de una boquilla y a través de una zona de baja presión hacia una región de presión intermedia. Durante la expansión, el vapor de presión adquiere considerable energía cinética que puede ser puesta a disposición para trabajo útil. Parte de -- esta energía es utilizada en el arrastre de un fluido secundario, y otra parte es usada para comprimir la mezcla a una presión de escape en un difusor, y el resto es perdido. Si el flujo del --- fluido secundario es reducido por estrangulamiento de la válvula de succión, menor energía es utilizada para arrastre. Entonces -- la energía disponible para compresión es incrementada, y la compresión sobre un rango más amplio de presiones viene siendo posible. Para una presión de escape fija, el resultado neto es un incremento de vacío. Cuando la válvula de succión es cerrada, el -- arrastre de vapor secundario es cero y el vacío es un máximo. -- Una investigación dentro de esta región limitante fue tomada de tal forma de establecer una succión máxima con presiones dadas -- de hervidor y escape y con diferentes pesos moleculares de fluidos.

La cantidad de flujo a través de la boquilla es controlada -- primeramente por la presión del hervidor y por el peso molecular del fluido. Por la operación bajo condiciones de no arrastre, -- fue posible medir el flujo a través de la boquilla para diferentes presiones del hervidor y para medir la resultante de la presión de succión.

La mayoría de las pruebas fueron operadas arriba de una razón de presión crítica de tal manera que las características de descarga de la boquilla no fueron afectadas por el grado de succión prevaleciente. Donde los datos termodinámicos fueron disponibles la carga fue calculada de acuerdo a las relaciones bien conocidas y se halló que el flujo fue aproximadamente de 1 a 5% menor que el flujo teórico. El coeficiente promedio para los eyectores pequeños fue de $0.985 \pm 1.9\%$; y en los eyectores grandes el coeficiente promedio fue 0.985 . Un número de presiones de escape diferentes fueron usadas para determinar como la presión de succión fue afectada por la presión de escape.

La variación de la presión de succión con la presión del hervidor es presentada gráficamente para el eyector pequeño en la figura 6 y para el grande en la figura 7. Cada curva representa la variación para una presión de escape fija. Todas las curvas son de la misma forma general, sin tomar en cuenta las presiones absoluta, eyectores o sustancias usadas. Así como la presión del hervidor se incrementa arriba de la presión de escape, una reducción en tal presión toma lugar a una velocidad de decrecimiento a la razón de presión crítica la que es dibujada para vapor de agua sobre las gráficas. Arriba de esta razón las curvas continúan esencialmente en líneas rectas, que indican una constante reducción de presión de succión con incremento unitario en la presión del hervidor. La misma pendiente es mantenida abajo a una presión mínima de succión. Cualquier otro incremento en la presión del hervidor más allá de este mínimo causa un incremento en la presión de succión. Un máximo vacío puede ser obtenido sólo a una velocidad óptima de flujo que es diferente para cada presión de escape y diseño de eyector. De mayor significancia es el hecho de que todos los vapores sin tomar en cuenta el peso molecular muestran una fuerte similitud en comportamiento. Por 5 vapores condensables son mostrados en la figura 6 cuando escapan contra presiones que varían desde 14.5 a 14.9 lb/in² en el eyector pequeño. Los cinco vapores siguen el mismo comportamiento en una banda muy estrecha en todo el camino desde la presión

de succión máxima a la mínima y aún más allá. Esto ha sido también hallado para manejar vapor de agua, metanol, y tricloroetileno cuando escapan a presiones reducidas en el eyector pequeño y para vapor de agua, metanol y benceno escapando a la atmósfera en el eyector grande. Aún aire, un gas no condensable, sigue el mismo comportamiento general pero en este caso el mínimo es un poco menor y la presión de hervidor correspondiente un poco más alta. La presión de hervidor causando una presión de succión mínima disminuye con la reducción de la presión de escape de tal manera que la razón P_b/P_x es una constante de 4.0 para el eyector pequeño y 5.5 para el eyector grande; P_o/P_x es 1/3.7 para el eyector pequeño y 1/7.3 para el eyector grande. Mientras que tal relación es conocida existe para un fluido simple tal como vapor, el trabajo experimental en el presente estudio muestra que es independiente del peso molecular.

La figura 6 muestra que los vapores condensables escapando a la atmósfera tienen dos mínimos, uno aproximadamente una libra por pulgada cuadrada abajo del otro. La correspondiente presión del hervidor es más o menos 4 lb/in² mayor. La región cerca de estos puntos es metaestable. Después de que la presión de succión más alta es obtenida, las condiciones de operación pueden ser mantenidas constantes durante la observación del manómetro de succión. Sin advertir que la presión descenderá súbitamente al valor más bajo. Esta presión de succión mayor puede ser reobtenida por la disminución de la presión del hervidor abajo del primer punto mínimo y entonces se aproximará gradualmente otra vez. Por el incremento de la presión del hervidor arriba del mínimo y después gradualmente disminuida la presión de equilibrio de succión más baja puede ser obtenida. Este fenómeno es debido probablemente a la sobresaturación. En una expansión adiabática normal, los vapores tienden a condensar tanto como la cabeza de velocidad es adquirida. Sin embargo debido a la rapidez de expansión, la condensación no puede ocurrir. Se dice entonces que el vapor es sobre saturado, en tal caso es más parecido a un gas. Esto puede explicar la tendencia de tener mínimos para simular ai-

re que cuando los tiene máximos. Aquí otra vez en esta región de metaestabilidad, una fuerte similitud es notada entre varios vapores los que aún se comportan igual cuando existe una variación a partir de la regularidad de comportamiento.

En este método de graficado donde los conceptos cinéticos que dominan las relaciones lineales son obtenidos para varias presiones de escape y éstas pueden ser además correlacionadas dentro de una simple relación funcional para un eyector dado para un eyector dado por análisis termodinámico.

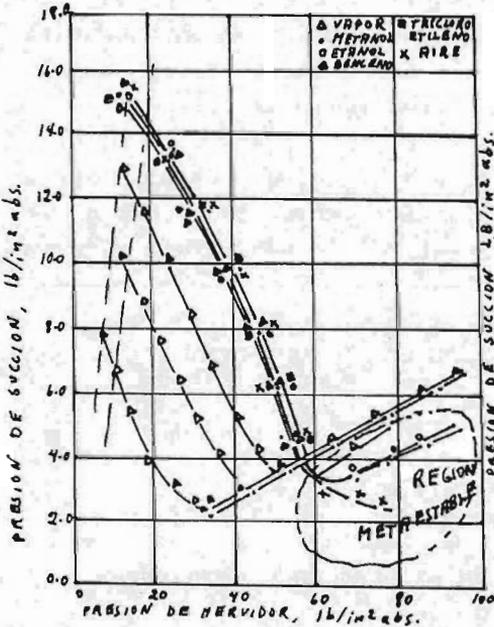


Figura 6. Relaciones de succión en eyectores pequeños.

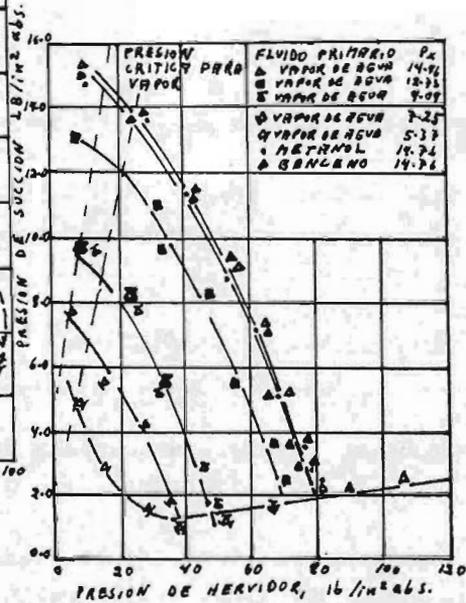


Figura 7. Relaciones de succión en eyectores grandes.

El ciclo más simple que puede ser usado en el análisis de la operación del eyector, es el ciclo ideal de Carnot, y aunque el eyector normalmente opera de acuerdo al ciclo Rankine las diferencias en la eficiencia son pequeñas (cerca de 3%) de aquí que la función más simple de eficiencia de Carnot puede ser usada. -

En el ciclo de Carnot la eficiencia total puede ser expresada como la razón de la eficiencia de compresión a la de expansión, que en términos de temperaturas absolutas viene siendo $T_b(T_x - T_o)/T_x(T_b - T_o)$. Las energías de compresión y expansión pueden ser expresadas como funciones de las presiones de operación, y la razón P_b/P_x presión de hervidor a presión de escape - ha sido tomada para este propósito. Esto puede ser parcialmente justificado por las ecuaciones cinéticas usuales en las que los cambios de calor son conocidos como funciones de las razones de compresión, P_x/P_o , y de expansión P_b/P_x . Si la razón de lo anterior a lo posterior es tomada, la razón P_x/P_o que resulta sería una función de la eficiencia total. La relación funcional que -- justifica que esto puede ser derivado de las ecuaciones siguientes:

$$\Delta H_c = \frac{MRT_s \left[(P_x/P_o)^{\frac{s-1}{J}} - 1 \right]}{J(s-1)} \quad (1)$$

$$\Delta H_e = \frac{MRT_{os} \left[(P_b/P_o)^{\frac{s-1}{J}} - 1 \right]}{J(s-1)} \quad (2)$$

donde T_o = Temperatura absoluta de saturación a cero arrastre
 J = Equivalente mecánico de calor

La razón resultante de la ecuación (1) a la ecuación (2) o la eficiencia total muestra la relación entre las tres presiones:

$$\frac{\Delta H_c}{\Delta H_e} = \frac{P_x \left(\frac{s-1}{s} \right) - P_o \left(\frac{s-1}{s} \right)}{P_b \left(\frac{s-1}{s} \right) P_o \left(\frac{s-1}{s} \right)} = E$$

Puesto que estas presiones, como se ha mostrado son mutuamente dependientes en la operación del eyector, P_0 puede ser eliminado de la ecuación, la cual nos dá entonces una relación funcional de la eficiencia, $E = f(P_x/P_b)$ o su razón inversa, $f'(P_b/P_x)$.

Las eficiencias de Carnot y las razones de presión han sido calculadas para todas las lecturas experimentales. La relación entre la eficiencia y la razón de presión en los dos eyectores es presentada gráficamente en la figura 8. La eficiencia se incrementa con la razón en un punto donde un máximo es obtenido; más allá de este punto las curvas normales muestran un descenso en la eficiencia con el incremento en la razón. Otro incremento en la razón de presión causa reducción en la eficiencia. La eficiencia máxima sobre esta curva corresponde a varios mínimos sobre la figura 6. Un segundo máximo corresponde a la representación de la posición metaestable notándolo en la correlación de la gráfica. La desviación máxima de las eficiencias máximas a partir de la media en el eyector pequeño es ± 3.5 y aún menor en la unidad grande. Por lo tanto en el límite así como el arrastre se aproxima a cero, un eyector opera tan eficientemente con un vapor que con otro. Más aún, la eficiencia es la misma función de la razón de presión de hervidor a escape, sin tomar en cuenta los fluidos usados sobre el rango entero de presiones estudiadas. Este método de representación es por consiguiente una base para correlacionar cualquier eyector simple con respecto al rango de condiciones de presión cuando se opera con todos los vapores, sin tomar en cuenta sus pesos moleculares.

El tema de arrastre ha sido dividido en dos fases: el caso específico de arrastre en un sistema de un solo componente (arrastre propio) y el caso más general en el cual diferentes fluidos son usados en el hervidor y en el evaporador o sea arrastre de dos componentes. En cualquiera de los dos casos el método de alcanzar el arrastre es el mismo. Cuando un eyector está operando bajo presiones definidas de hervidor y escape y un fluido secundario o de succión es admitido, el fluido motriz primario no pasa sin ser impedido a través de la zona de arrastre sino que coli-

siona con moléculas secundarias. De acuerdo con el concepto de conservación de momentum, las ganancias anteriores de momentum -- son equivalentes a las perdidas por el anterior, y el momentum total antes y después del impacto permanece constante. Este concepto puede ser reducido a la ecuación:

$$W V_1 = (W + w) V_2$$

donde W = peso de la descarga del fluido primario por unidad de tiempo

w = peso del fluido secundario arrastrado por unidad de -- tiempo

V_1, V_2 = velocidades de fluido primario antes y después del impacto, respectivamente

La energía cinética del sistema antes del impacto puede ser medida en términos de W, V_1^2 , y después del impacto en términos de -- $(W + w) V_2^2$. A partir de la ecuación de momentum, la velocidad antes del impacto es mayor que después del impacto y por consi---guiente, la energía cinética del chorro es mayor que la de la -- mezcla.

La diferencia entre los dos es el impacto el cual produce un -- recalentamiento que es absorbido por el vapor y probablemente -- sirve en la reevaporación del rocío formado en la expansión. Por tanto, la cantidad de arrastre es función de la energía cinética original y del intercambio de momentum. Así como la cantidad de arrastre se incrementa, la absorción de energía cinética, en -- el intercambio de momentum y calor nos da una energía cinética -- por unidad de peso para los vapores primario y secundario combinados que es menor que la energía cinética original por unidad -- de peso del chorro. De aquí que la cantidad de compresión descen--derá con el incremento de arrastre, y para una presión de escape dada, la presión de succión aumentará. Con esta breve discusión del mecanismo, el reporte experimental será presentado bajo el -- encabezado de arrastre propio y arrastre de dos componentes.

El arrastre propio

Empezando con cualquier serie de condiciones de succión que --

representan cero arrastre cuando operan con cualquier fluido primario, el fluido secundario de la misma composición puede ser admitido en varias cantidades y un número de relaciones de arrastre puede ser establecido en el que el peso molecular del fluido usado viene siendo un factor. Este es el sistema más simple de arrastre y provee de una base para su estudio posterior en el campo más complejo de arrastre de dos componentes donde los fluidos primario y secundario son diferentes. Si el fluido secundario es admitido en la cámara de succión a una presión abajo de la de escape pero arriba de la presión de succión a cero arrastre el chorro causará arrastre y la cantidad de éste variará con la presión de succión que exista. Las condiciones entre la presión crítica y la presión mínima de succión fueron seleccionadas para estudio experimental y un número extensivo de corridas fue hecho sobre el eyector pequeño así como unas pocas corridas en el grande para checar la relación. Las presiones del hervidor y escape fueron mantenidas constantes durante una corrida, mientras que la presión de succión fue variada por la admisión de vapor secundario en cantidades aumentadas. El condensado total fue colectado y medido sobre un intervalo de tiempo definido a cada presión de succión. La descarga de la boquilla previamente determinada fue sustraída del condensado total para dar la cantidad de arrastre a cada presión. Los resultados de estas corridas son presentados gráficamente en la figura 9. Las presiones de succión en libras por pulgada cuadrada absolutas son graficadas como ordenadas contra libras de fluido del evaporador arrastradas por hora. Cuando los puntos de cero arrastre sobre estas gráficas están sobre la porción recta de las curvas de relación de presión (figura 6 y 7), la cantidad de arrastre se incrementa con el aumento de la presión de succión en las relaciones de línea recta. Las curvas de benceno son típicas de esta variación. Así como las presiones de succión mínimas para cero arrastre son aproximadas, las curvas muestran una velocidad mayor de arrastre que desciende hasta que una velocidad uniforme es obtenida como está ilustrado por las curvas de vapor 1, 3 y 5 de la figura 9.

Este punto de transición está representado por un valor de P_b/P_x de 3.9 para el eyector pequeño. Las curvas se asemejan a aquellas dadas en la literatura y en publicaciones comerciales, pero lo anterior está limitado a vapor de agua y aire.

Con el objeto de establecer una correlación, las consideraciones de velocidad y energía para el caso de arrastre propio pueden ser amplificadas más allá de las consideraciones ya dadas. La velocidad adquirida en la expansión a través de la boquilla es dependiente de la energía de expansión de acuerdo a la expresión general:

$$V = 224 \Delta H_e (1 - y)^{1/2}$$

donde V = velocidad de descarga de la boquilla, pies por seg.

ΔH_e = calor de expansión de la presión de succión del hervidor, BTU/lb.

y = recalentamiento, generalmente tomado como 15%.

Para simplicidad, suponga que el fluido secundario justo antes del arrastre tiene velocidad cero en la dirección de flujo del fluido primario. De tal manera de alcanzar su velocidad a la del chorro arrastrante, un gasto de $w\Delta H_e (1 - y)$ BTU es requerido (donde w representa las libras de fluido secundario arrastrado por hora). Sin embargo, debido a que la energía cinética es requerida para desarrollar la velocidad en el fluido secundario, w nunca adquiere la velocidad original del chorro excepto cuando el arrastre se aproxima a cero. Puesto que bajo las condiciones de arrastre infinitesimal la cantidad de energía disponible para arrastre es $W\Delta H_e (1 - y)$, la eficiencia de arrastre viene siendo $w\Delta H_e (1 - y) / W\Delta H_e (1 - y)$ o simplemente w/W . Comprendiendo esto el trabajo útil hecho es $(w + W)\Delta H_c$, donde H_c es el calor de compresión de la presión de succión a la de escape; y como la energía disponible para compresión es $(w + W)\Delta H_e (1 - y)$, la eficiencia de compresión viene siendo $\Delta H_c / \Delta H_e (1 - y)$. La eficiencia combinada de arrastre y compresión es por consiguiente

$$E_{ec} = w\Delta H_c / W\Delta H_e (1 - y)$$

y la eficiencia total de expansión, arrastre y compresión es

$$E_o = w \Delta H_c / W \Delta H_e$$

Puesto que ΔH_c y ΔH_e son funciones de la razón de compresión, P_x/P_o , y la razón de expansión, P_b/P_o , respectivamente, la eficiencia viene siendo una función de P_x/P_b :

$$E_o = f(w P_x / W P_b)$$

Sin embargo, esto sólomente es verdadero cuando w se aproxima a cero. Esta debe ser modificada para aplicarla cuando existen condiciones de arrastre finito.

Ha sido mostrado que la presión de succión a cero arrastre, P_o , es una función de la presión del hervidor y de la presión de escape y las tres son mutuamente dependientes. Por consiguiente, si la presión de un arrastre finito es elegida en una relación definida para P_o y algunas de las otras presiones, la eficiencia de la operación actual es otra función de la misma expresión:

$$E = f'(w P_x / W P_b)$$

cuando la eficiencia es una constante, la razón de pesos entonces será una función de la razón inversa de la presión.

$$w/W = f''(P_b/P_x)$$

Varias funciones de diferentes presiones podrían haber sido tomadas en una correlación diseñada para definir completamente una presión de arrastre básica. Sin embargo, una empleando presión de escape fue diseñada para encontrar la necesidad de simplicidad y lógica. La diferencia entre la presión de escape y la presión de arrastre representa el rango de compresión durante cualquier arrastre finito. Similarmente, la diferencia entre la presión de escape y la presión de succión a cero arrastre representa el máximo rango de compresión posible cuando se opera bajo condiciones fijas de presión de hervidor y escape. La razón de lo anterior a lo posterior (primero a último), entonces es el porcentaje de compresión posible a cualquier nivel de arrastre relativo al máximo obtenible. En símbolos convencionales,

$$\text{razón } C = (P_x - P_e) / (P_x - P_o)$$

Puesto que la presión de succión P_e , se incrementa con el arrastre, y otros términos de la ecuación permanecen constantes, la razón total decrece con el incremento del arrastre.

Los resultados de una correlación sobre esta base están representados. Si la razón de peso w/W es graficada contra la razón de presión P_b/P_x , bajo condiciones de arrastre definidas por una razón constante C, una curva continua es obtenida; en la figura 10 tal gráfica ha sido hecha para datos en ambos eyectores.

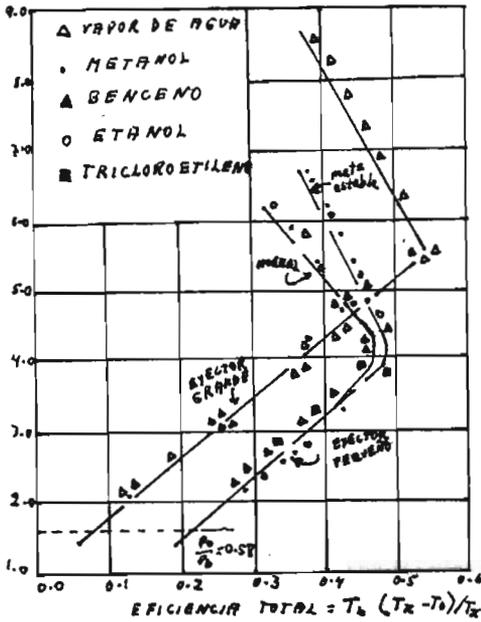


Figura 8. Correlación de eficiencia a cero a---rrastre.

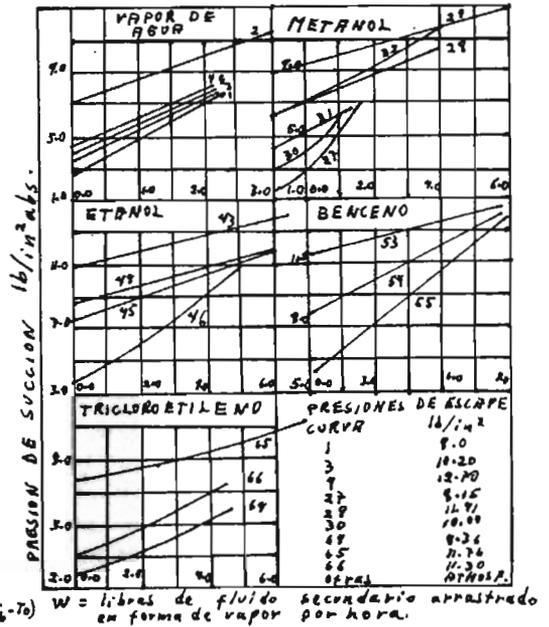


Figura 9. Arrastre propio en un eyector pequeño.

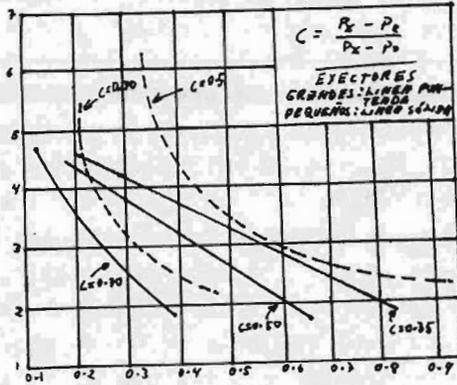


Figura 10 Factor C para arrastre propio.

Las tres curvas de la figura 10 corresponden a valores de C igual a 0.70, 0.50 y 0.35 están mostradas para el eyector pequeño y las dos correspondientes a valores de C igual a 0.70 y 0.50 están mostradas para el eyector grande. Estos valores representan todos los valores usados en el estudio. En la obtención de estas curvas, la presión de arrastre fué primero calculada por sustitución de valores de P_x y P_o en la ecuación de C. El correspondiente peso de fluido secundario fué obtenido a partir de las curvas de la figura 9 y dividido por el peso del fluido primario empleado para dar la razón w/w , la cual es equivalente a la razón molar \bar{w}/\bar{w} . La desviación promedio de estos valores de la media es menor de $\pm 2.5\%$ por consiguiente, la razón de peso de fluido secundario arrastrado a vapor primario empleado es la misma, sin tomar en cuenta el peso molecular de todos los fluidos en arrastre propio a la misma razón de presión del hervidor a presión de escape cuando la presión de arrastre es obtenida de acuerdo al método delineado. El rango de condiciones cubre aquellas que ordinariamente serían encontradas en la práctica actual. La correlación es efectiva solamente para valores en la región normal de operación del eyector. No puede ser usado arriba de P_b/P_x representando la presión mínima de succión o en la región

de metaestabilidad y no ha sido probado para presiones abajo de la crítica.

Los puntos de ebullición atmosféricos de los diferentes fluidos usados varían de 66 a 100°C; y a presiones reducidas y elevadas ellos varían considerablemente en cualquier lado de estos valores. Tal variación en la presión del hervidor no parece ser un factor significativo, pero puede ser un factor útil en la selección de un refrigerante. Se pueden obtener ventajas en sistemas de arrastre propio a través del uso de fluidos diferentes, las presiones de vapor de éstos para la presión de succión deseada y para las temperaturas disponibles de condensador dan unas razones de compresión más favorables que las que da el sistema de vapor de agua-vapor de agua.

Así como fué indicado en el desarrollo de la relación de arrastre propio, la razón de peso es una función de presión sólo cuando la eficiencia es una constante. Puesto que ha sido demostrado que existe una relación continua, cualquier punto de las curvas de la figura 10 representa una eficiencia simple. Por consiguiente, cuando se opera bajo condiciones determinadas por una razón constante de diferencias de presión, C , todos los fluidos en arrastre propio se comportan con igual efectividad, sin tomar en cuenta los pesos moleculares. Es más significativo que exista una fuerte similitud en lugar de una amplia variación de propiedades de los fluidos usados en la investigación. Esto indica que un balance fundamental de los factores involucrados en expansión, arrastre y compresión ha sido alcanzado en la relación desarrollada.

Arrastre de dos componentes

Cuando un vapor es usado para arrastrar otro diferente a él - las relaciones que existen son más complejas que en arrastre propio por la razón de que los dos fluidos usados tienen propiedades diferentes. La combinación posible de fluidos en este estudio es casi ilimitada, aunque la elección de unas pocas combinaciones representativas basadas en pesos moleculares fue conside-

rada suficiente para cubrir la mayor parte de todos los sistemas posibles. Varias sustancias cuyos pesos moleculares varían de 18 a 131 fueron empleadas como fluidos primarios, y sustancias cuyos pesos moleculares varían de 18 a 154 como fluidos secundarios. Cada fluido primario fue usado para arrastrar varios fluidos secundarios sobre un amplio rango de presiones. Por tanto muchas combinaciones fueron probadas como son los casos de: arrastre de moléculas ligeras a pesadas; moléculas pesadas arrastrando moléculas ligeras y casos intermedios.

Puesto que el comportamiento varía sobre el rango de presiones de operación de un eyector, fue necesario estudiar arrastre de dos componentes para cada fluido primario cuando se arrastraron varios fluidos secundarios a presiones fijas de escape y hervidor. Una o más series de curvas de arrastre fueron obtenidas para cada fluido primario usado en cada eyector. Un resumen de estas series mostrando las condiciones de presión de operación y los fluidos secundarios arrastrados está dada en la tabla VII.

Una serie representativa de curvas ha sido seleccionada para cada fluido primario y es presentada graficamente en la figura 11. Las mismas cantidades son graficadas tal como en las gráficas de arrastre propio en la figura 9. Las curvas están arregladas de acuerdo al incremento de los pesos moleculares de los fluidos primarios-vapor de agua, metanol, etanol, benceno y tricloroetileno. El arrastre molar, que puede ser calculado a partir del peso del arrastre representa una base más útil de comparación que el peso, particularmente para estudios de eficiencia calorífica en los cuales la regla de Trouton puede ser utilizada. Se ha hallado en este estudio que cuando el arrastre molar de varios fluidos secundarios, como está mostrado en la figura 11 para una serie simple de corridas, es graficada contra los pesos moleculares sobre papel logarítmico, para cualquier presión de succión dada, resultando una línea recta. Más aún, cuando más de una serie de curvas ha sido investigada para cualquier fluido --

primario, las líneas son paralelas. Esta correspondencia no sólo sirve en el rango entero de operación del eyector sino también - se aplica a otros eyectores como está evidenciado por el hecho - de que las series de corridas hechas con el eyector grande usando vapor de agua y metanol da curvas logarítmicas paralelas a -- las curvas respectivas para el eyector pequeño. La única excep-- ción a estas relaciones es el aire, gas no condensable, que da - una línea ligeramente curvada.

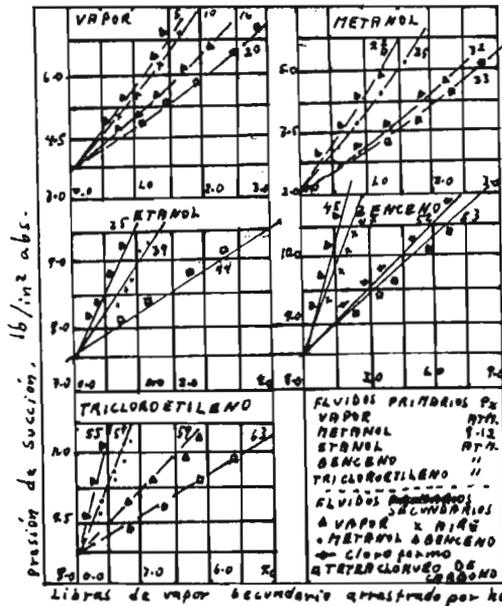


Figura 11. Arrastre de dos componentes en un eyector pequeño.

Tabla VII. Sistemas de arrastre de varios fluidos bajo condiciones uniformes.

Fluido primario	P_b	P_o	P_x	Fluido secundario ^a
	lb./in ² .			
	Eyector pequeño			
Vapor de agua	30.7	11.11	Atm.	a, b, e
Vapor de agua	42.8	7.02	Atm.	s, a, m, e, b, h, c
Vapor de agua	64.7	3.75	Atm.	s, a, b, c,
Vapor de agua	42.7	3.10	10.20	s, b, c
Metanol	44.8	7.35	Atm.	s, a, et, c
Metanol	33.7	2.10	8.12	s, m, b, c
Etanol	44.2	7.70	Atm.	s, m, c
Benceno	41.9	8.39	Atm.	s, a, h, e
Tricloroetileno	40.6	8.87	Atm.	s, m, b, e
Tricloroetileno	34.0	2.74	8.36	s, m, t
Aire	45.3	6.99	Atm.	s, a, d, c
Aire	60.2	3.23	Atm.	s, a, b, c
	Eyector grande			
Vapor de agua	90.7	2.11	Atm.	s, a, b, c
Metanol	59.5	9.31	Atm.	m, b, c

^a a = aire, b = benceno, c = tetracloruro de carbono, d = disulfuro de carbono, e = etanol, et = etèr etílico, h = cloroformo, m = metanol, s = vapor de agua (steam), t = tricloroetileno.

Una gráfica representativa para cada fluido primario está dada en la figura 12 mostrando la relación que existe entre el peso molecular del fluido secundario y el arrastre molar para cada fluido primario. Cada punto sobre una curva dada representa ---- arrastre a una única presión de succión cuando se opera bajo presiones fijas de hervidor y escape. Las presiones de succión han sido escogidas arbitrariamente, aunque resultan las mismas pendientes, no importa que presiones sean tomadas. Las curvas de la figura 11 muestran una tendencia de esparcimiento de los puntos graficados al aumentar el peso molecular del fluido primario --- cuando es graficado en base a peso. Si estas curvas han sido graficadas en base molar, la tendencia a esparcirse los puntos se invierte, y el esparcimiento de puntos mas alto ha sido experimentado con el fluido primario de peso molecular más bajo. Esto es reflejado en las curvas logarítmicas donde la pendiente se incrementa con el descenso del peso molecular del fluido primario. Las relaciones matemáticas correspondientes a las curvas del tipo representado por los vapores condensables pueden ser fácilmente derivadas. La ecuación de una línea recta sobre papel logarítmico es de la forma:

$$\bar{w} = c (m)^N$$

La constante c está determinada por la construcción del eyector y por las condiciones de operación. El exponente N está determinado por la pendiente de la curva y su valor es una función del peso molecular del fluido primario. Puesto que las pendientes de crecen negativamente con el aumento del peso molecular, N también decrece con el aumento del peso molecular. En una correlación de estos factores, una relación de línea recta sobre papel semilogarítmico se ha hallado que existe cuando N es graficada - sobre la escala logarítmica contra el peso molecular del fluido primario correspondiente. Los valores están dados en la siguiente tabla, y son mostrados gráficamente en la figura 13.

Fluido primario	M	N
Vapor de agua	18	-0.77
Metanol	32	-0.62
Etanol	46	-0.48
Benceno	78	-0.33
Tricloroetileno	131	-0.14

La ecuación de tal curva es de la forma:

$$N = c' (10)^{KM}$$

y su solución es:

$$N = -10^{-0.0064M}$$

Ningún esfuerzo exitoso se obtuvo en el establecimiento de relaciones para el valor de c, aunque la relación aquí desarrollada permite la computación del arrastre de dos componentes para un eyector dado a partir de una serie simple de valores de prueba a las mismas presiones de hervidor, escape o descarga, y succión.

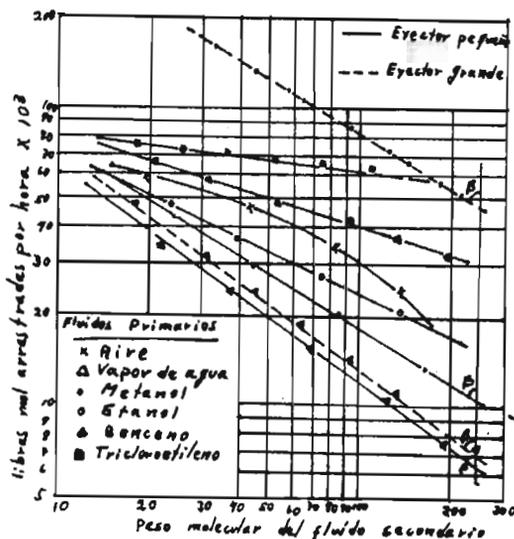


Figura 12. Correlación de arrastre molar en sistemas de dos componentes.

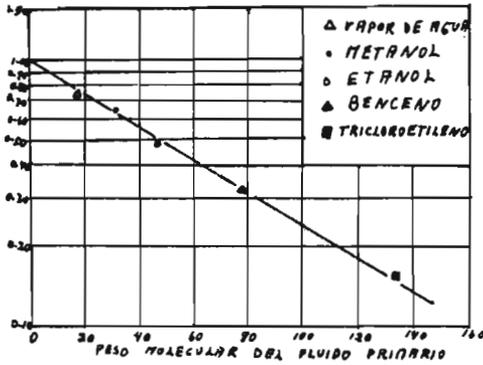


Figura 13. Variación del exponente N con el peso molecular del fluido primario.

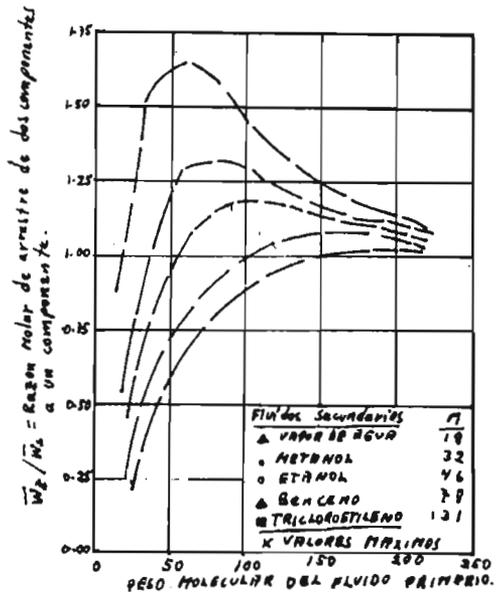


Figura 14. Correlación de arrastre relativo en sistemas de uno y dos componentes.

La figura 12 tiene varias características significantes del comportamiento de eyectores. Así como el peso molecular de los fluidos se incrementa, el valor numérico de $-N$ decrece; o si la curva es extrapolada, N se aproxima a cero a altos pesos moleculares. Cuando N es igual a cero, \bar{w} es igual a $c(m)^0$. Puesto que cualquier valor de m a la potencia cero es igual a la unidad, \bar{w} se aproxima a un valor constante para vapores secundarios tanto como el peso molecular del fluido primario se aproxima a valores muy grandes. Tanto como el peso molecular del fluido primario -- decrece, el valor numérico de $-N$ se incrementa. Esto indica un -- esparcimiento en los puntos de capacidad de arrastrar dos flui-- dos de diferentes pesos moleculares. Cuando el peso molecular -- del fluido primario se aproxima a cero, N se aproxima a -1.0 . Consecuentemente, si un fluido primario teórico de peso molecu-- lar cero fuera usado, el arrastre molar sería inversamente pro-- porcional al peso molecular del fluido secundario. Con lo cual la relación que existe sobre el rango completo de combinaciones de pesos moleculares de vapores condensables ha sido estableci-- da.

Las relaciones para arrastre propio y arrastre de dos compo-- nentes pueden ser puestas en una relación común la cual se aplica al campo entero de arrastre. Las relaciones de arrastre de -- dos componentes difieren de las de arrastre de un solo componen-- te o arrastre propio tanto como la función de pesos moleculares involucrada. En arrastre propio la fórmula de arrastre de dos -- componentes toma la forma:

$$\bar{w}_s = c M^N$$

donde \bar{w}_s = arrastre propio molar

M = Peso molecular de ambos fluidos primario y secundario

La razón de arrastre molar de cualquier sustancia a la de arras-- tre propio bajo las mismas condiciones, \bar{w}_z/\bar{w}_s , es por consiguien

te igual a $(m/M)^N$ o $(M/m)^{-N}$. Con el objeto de probar esta relación los valores de todos los fluidos condensantes en corridas de arrastre con dos componentes fueron computados a presiones de arrastre correspondientes a $C = 0.70$. La desviación promedio de estos valores de la curva de arrastre propio es $\pm 3.8\%$ excluyendo valores calculados para el tricloroetileno. Esta sustancia se desvía de la normal al tomar en cuenta su bajo calor latente molar comparado con el de otras sustancias, además de su tendencia a descomponerse. Más aún, un error de sólo 0.1 libras por pulgada cuadrada en la presión de arrastre puede producir un error que exceda de 5% en algunas corridas con tricloroetileno. Cuando el número de factores involucrados en esta correlación es considerado, la correspondencia entre el arrastre propio y el de dos componentes resultante de relación de correlación es en verdad cercana. Cuando el aire es usado como fluido secundario, los resultados son un poco más erráticos aunque generalmente bajos. Esto es probablemente debido a la tendencia del aire a enfriar el fluido primario lo cual causa condensación y una correspondiente pérdida de energía por compresión. Así como el peso molecular del fluido primario se incrementa, este efecto viene siendo más aparente y es debido probablemente a la reserva de calor baja en el calor latente. Con tricloroetileno como fluido primario fue casi imposible mantener condiciones de operación estables cuando el aire estaba arrastrándolo. Por tanto una relación ha sido desarrollada para vapores condensables y se aplica sobre el rango entero de operación de un eyector en el rango de condiciones probadas. Es necesario conocer sólo la relación de arrastre para una sola sustancia en arrastre propio cuando se opera un eyector dado a una razón dada de P_b/P_x para definir completamente las características con cualquier otro fluido o combinación de fluidos cuando operan bajo la misma razón de condiciones de presión.

Los resultados experimentales pueden ser interpretados por consideraciones teóricas dentro del posible mecanismo de arras-

tre. De acuerdo con Mellanby el arrastre es probablemente debido a la tendencia del chorro a sobreexpandirse en la descarga de la boquilla. El fluido secundario escapa en el punto de menor presión y es arrastrado por impacto directo de las moléculas primarias. Una vez que las moléculas del fluido secundario (moléculas secundarias) han penetrado dentro del chorro pasando su periferia, ellas son arrastradas y removidas. Ellas no re-escapan, pero si lo hicieran forzarían a las moléculas primarias a salir con ellas. Consecuentemente, el arrastre debe ser medido por la habilidad de las moléculas secundarias a penetrar en el chorro - bajo cualquier condición dada.

Un arreglo simplificado de arrastre puede ser formado por la consideración de las condiciones limitantes. La molécula más pequeña concebible que podría ser usada como fluido primario tendría un peso molecular aproximándose a cero. Tal molécula descargaría en la boquilla o tobera a una velocidad infinitamente alta. Un diferencial de presión entre la atmósfera de los alrededores en la cámara de arrastre y el chorro estaría de acuerdo con la teoría de Mellanby. Este diferencial de presión causaría que cualquier vapor secundario se moviera hacia adentro a una velocidad dependiente de las características moleculares. La resistencia del flujo hacia adentro sería causada por el impacto oblicuo de las moléculas exteriores del chorro. La velocidad relativa de las moléculas secundarias hacia adentro, V , mediría la efectividad relativa para evitar estos impactos. El producto de la velocidad por el número de moléculas viajando hacia adentro, \bar{w} , representaría entonces el número que sería arrastrado. La velocidad impartida a un vapor cuando se expande através de un rango de presión dado y un área dada es prácticamente proporcional a la raíz cuadrada del recíproco del peso molecular, especialmente cuando el diferencial de presión es pequeño:

$$V \approx 1/(m)^{1/2}$$

El número de moléculas que pasan a través del área por unidad de tiempo es también proporcional al mismo factor:

$$\bar{w} \approx 1/(m)^{1/2}$$

El producto, $V \bar{w}$ es igual a $1/m$. Por tanto una molécula de peso molecular nulo fuera usada como fluido primario, el arrastre sería inversamente proporcional al peso molecular del fluido secundario.

La otra molécula primaria limitante en el arrastre sería una de peso molecular infinito. Tal sustancia viajaría infinitamente lenta, así que cualquier molécula en la atmosfera de los alrededores estaría en equilibrio estático con las moléculas del chorro. Por lo tanto la presión parcial de todos los fluidos secundarios dentro del chorro sería la misma cuando la presión de la atmósfera de los alrededores es constante. Bajo las mismas condiciones de presión un volumen dado contiene aproximadamente el mismo número de moléculas sin tomar en cuenta el peso molecular. Bajo estas condiciones el arrastre molar sería el mismo para todos los vapores secundarios. Entre estos límites, en el rango de material finito, se podría esperar que el arrastre variara continuamente de un límite al otro así como el equilibrio es obtenido entre los factores involucrados sobre el rango entero. El fluido primario abastece la energía y momentum necesarios para arrastrar las moléculas del vapor secundario que son arrastradas cuando penetran al chorro de vapor primario. Entre más rápido viaja éste, más rápidamente son removidas las moléculas secundarias y un mayor diferencial de presión es producido, a condición de que las corrientes de fluido se conformen hacia las aberturas del eyector. En cuanto mayor es el diferencial de presión, mayor la tendencia de las moléculas secundarias a adquirir cabeza de velocidad y penetrar en el chorro. Cuando esto ocurre, la demanda del chorro es incrementada abasteciendo energía para arrastre y

compresión. Esto tiende a disminuir el chorro hasta que un balance entre todos los factores es obtenido. En el arrastre propio, la eficiencia de arrastre y compresión es la misma para todos -- los fluidos cuando se opera bajo condiciones fijas de presión. -- Por consiguiente, la tendencia relativa en estos casos de los -- fluidos secundarios a penetrar dentro del chorro es la misma para todos los fluidos. Sin embargo, cuando una molécula ligera es puesta a arrastrar una molécula pesada, la velocidad del fluido primario es tan grande relativa a la del fluido secundario que -- el impacto y arrastre ocurren antes de que la última penetre en el chorro. Por otro lado, cuando las moléculas ligeras son arrastradas, ellas viajan en el chorro a altas velocidades y consecuentemente penetran más efectivamente. Por lo tanto, más moléculas ligeras pueden ser arrastradas bajo condiciones de presión -- que moléculas pesadas. Puesto que las moléculas primarias ligeras se parecen un poco más a partículas teóricas sin peso que -- las partículas pesadas, un gran esparcimiento en los puntos de -- capacidad para arrastrar diferentes fluidos secundarios podría -- ser obtenido con fluidos primarios ligeros. Así como el peso molecular del fluido primario se incrementa, el esparcimiento de -- los puntos decrecerá hasta arrastre molar con fluidos primarios muy pesados aproximándose a un valor constante para todos los -- fluidos secundarios sin tomar en cuenta su peso molecular. Por -- tanto las relaciones desarrolladas son parcialmente justificadas por las consideraciones teóricas que proveen un esquema de trabajo de que posiblemente ocurra dentro de un eyector durante el -- arrastre.

En la interpretación del trabajo experimental; es interesante interpretar los factores involucrados en refrigeración y en lo -- ligero de las respuestas de esta investigación. Una considera---ción primaria en refrigeración es la cantidad de enfriamiento -- que puede ser producido por una entrada de vapor dada o la efi---ciencia de calor de operación. Actualmente el sistema vapor de -- agua-vapor de agua está limitado al status de desarrollo de equi

po de eyectores. Si factores tales como flamabilidad, estabilidad química y corrosión son por el momento despreciables, puede ser mostrado cómo la sustitución de otros fluidos por vapor de agua afecta la eficiencia de calor. El arrastre de un componente por sí mismo o arrastre propio es la base de todas las relaciones de arrastre y así puede ser estudiado separadamente para aventajar en la comprensión de este concepto. Bajo una razón dada de presión de hervidor a presión de escape o descarga, todos los fluidos dan la misma curva de arrastre cuando la razón de la cantidad de fluido secundario a fluido primario w/w , es graficada contra el valor,

$$C = (P_x - P_e) / (P_x - P_o)$$

Esta relación puede ser graficada a partir de las curvas de correlación de la figura 10. La razón w/w se incrementa con el descenso de los valores de C . Por tanto las presiones de arrastre y descarga o escape involucradas en C son diferentes para cada sustancia y son fijadas por la temperatura de refrigeración deseada y la temperatura disponible del condensador. La presión a cero arrastre puede ser determinada a partir de la sustancia de referencia por la relación desarrollada en este estudio a una razón dada de P_b/P_x sin tomar en cuenta los valores absolutos de cada una, la eficiencia total, $T_b(T_x - T_o)/T_x(T_b - T_o)$, es la misma para todos los fluidos. Puesto que la razón de la cantidad de fluido arrastrado a la cantidad de fluido primario empleado aumenta con el descenso de los valores de C a una P_b/P_x dada, es deseable operar a bajos valores de C . Por tanto para una presión de descarga o escape fija la presión de arrastre sería relativamente alta y la presión a cero arrastre sería relativamente baja. Esto es una función del diseño del eyector y las propiedades de los fluidos. En general aquellas sustancias con puntos atmosféricos de ebullición bajos exhiben esta característica deseada en sus curvas de presión de vapor. De aquí que, desde este punto de vista el vapor de agua no es un refrigerante muy conveniente

para la obtención de bajas temperaturas en arrastre propio.

Debido a la dificultad de mantener vacíos muy altos contra fugas, es obviamente ventajoso operar el evaporador a presiones un poco mayores que las posibles en el sistema vapor de agua. Sin embargo, las relaciones desarrolladas muestran que cuando la presión de escape o descarga es incrementada, la presión del hervidor debe ser incrementada proporcionalmente para eficiencias iguales. Cuando también un compuesto de bajo punto de ebullición es usado en arrastre propio, la presión del hervidor puede resultar excesiva. Se supone que todos los fluidos operarán con igual efectividad en arrastre propio en un eyector pero no siempre es así. Por tanto un balance de la presión del hervidor y temperatura de refrigeración debe ser obtenido de tal manera que un sistema de arrastre propio podría tener una alta eficiencia. No es esperado que un gran mejoramiento pueda resultar por la sustitución de otras sustancias en arrastre propio para vapor de agua; y cuando otros factores tales como inflamabilidad, corrosión, estabilidad química, economía de refrigerante, son tomados en consideración, las ventajas están grandemente con el vapor de agua.

En este campo el arrastre de dos componentes donde las ventajas en la selección propia de sustancias pueda acumularse. La relación entre arrastre propio y arrastre de dos componentes bajo condiciones uniformes desarrolladas en este estudio pueden ser expresadas por la siguiente ecuación:

$$\bar{w}_z / \bar{w}_s = (M/m)^{-N}$$

donde \bar{w}_z / \bar{w}_s = razón de cantidad de arrastre molar de cualquier vapor secundario por cualquier vapor primario relativo al de arrastre propio de fluido primario bajo las mismas condiciones de operación

N = exponente dependiente del peso molecular del fluido primario

Debido a la relación funcional entre N y M, la razón molar es dependiente no sólo de la razón de peso molecular, sino del peso molecular del fluido primario. La variación de la razón molar -- con el peso molecular del fluido primario cuando arrastra varios fluidos secundarios usados en este estudio es mostrada gráficamente en la figura 14; los correspondientes valores calculados -- son como sigue:

\bar{w}_2/\bar{w}_s cuando el fluido secundario es:

Fluido primario	M	N	Vapor de agua	Metanol	Etanol	C ₆ H ₆	C ₂ HCl ₃
Vapor de agua	18	-0.77	1.00	0.64	0.49	0.32	0.21
Metanol	32	-0.62	1.43	1.00	0.80	0.58	0.42
Etanol	46	-0.51	1.61	1.20	1.00	0.76	0.59
Benceno	78	-0.32	1.60	1.33	1.18	1.00	0.85
C ₂ HCl ₃	131	-0.14	1.32	1.22	1.16	1.08	1.00

Cada curva representa el arrastre de un fluido simple secundario por diferentes fluidos primarios. Se notó que \bar{w}_2/\bar{w}_s se incrementa con el descenso del peso molecular del fluido secundario para todos los fluidos primarios, y que todas las curvas alcanzan una razón máxima molar cuando operan con fluido primario de peso molecular fijo. Por ejemplo, si un vapor con peso molecular 18 es arrastrado por un fluido primario de peso molecular 61, la cantidad de arrastre molar de este fluido secundario es un máximo y es aproximadamente el 64% en exceso del que podría ser arrastrado por arrastre propio del fluido primario. Por otro lado, si un fluido secundario con un peso molecular de 78 es arrastrado a -- eficiencia máxima, sólo en un 8% se incrementa la efectividad -- que cuando se experimenta con el caso de arrastre propio.

En el establecimiento de las curvas de la figura 14, y la obtención de valores máximos, varios pesos moleculares intermedios

de fluidos primarios fueron supuestos para propósitos de cómputo, y los cálculos fueron hechos usando valores de N leídos de la curva de la figura 13. Para valores arriba de un peso molecular de 150 del fluido primario la curva de la figura 13 fue extrapolada como una línea recta, y los valores N así obtenidos fueron usados en los cálculos.

De menor importancia práctica pero de significancia teórica -- son otras características indicadas por estas curvas. Así como el peso molecular del fluido secundario se incrementa, el máximo ocurre con los fluidos primarios de pesos moleculares mayores. Además, la velocidad de cambio de la razón molecular con el peso molecular del fluido primario sobre ambos lados del punto máximo de crece más rápidamente con fluidos secundarios de bajo peso molecular. Por tanto lo anterior es más sensitivo al cambio en el peso molecular del fluido primario en arrastre que lo que son los fluidos secundarios de altos pesos moleculares. Si los puntos de máximo son conectados, caen sobre una curva continua la que es asintótica a los ejes $\bar{w}_z/\bar{w}_s = 1.00$ y $M = 0$. En la consideración de los tipos limitantes de fluidos primarios que pueden ser usados en arrastre, el arrastre de todos los vapores secundarios se ve que se aproxima a un valor constante así como el peso molecular del fluido primario se incrementa a valores muy grandes. Esto se indica en las porciones punteadas de las curvas de la figura 14, que fueron obtenidas por cálculo a partir de una extrapolación de la curva de la figura 13 en la región de altos pesos moleculares. En el otro límite, así como el peso molecular del fluido primario se aproxima a valores muy pequeños, los resultados no están indicados sobre la figura 14. Sin embargo, puede ser visto rápidamente que el valor máximo de \bar{w}_z/\bar{w}_s se aproxima al infinito bajo estas condiciones.

La ventaja de la selección de los pesos moleculares adecuados en la obtención de alta eficiencia de operación es obvia a partir del análisis precedente. Pero estos factores entran en juego en -

la elección del fluido. Usando dos fluidos, el valor de C puede ser disminuido hasta el mínimo y por lo tanto la razón de equivalente molar de arrastre propio, \bar{w}_z/\bar{w}_s , puede ser incrementada a un máximo. $C = (P_x - P_e)/(P_x - P_\sigma)$, que varía en forma inversamente proporcional con la razón \bar{w}_z/\bar{w}_s . En un sistema de dos componentes la presión de descarga o escape, P_x , que corresponde a la temperatura disponible del condensador, está determinada por las propiedades de los fluidos usados. Si los dos fluidos son inmiscibles, las presiones de saturación son aditivas; y si tales fluidos son miscibles la presión es determinada por la composición del condensado. Si todos los otros factores son iguales, es deseable emplear el segundo tipo de sistema que -- tiende a disminuir la presión de descarga o escape, y de aquí -- que la razón de compresión que mide la energía se demanda para compresión. Con el objeto de disminuir C, un fluido secundario puede ser elegido que tenga una presión de arrastre correspondiente a la temperatura de refrigeración deseada tan cerca de -- la presión de descarga o escape como sea posible (una sustancia con una curva de presión de vapor mostrando un cambio rápido de temperatura con la presión en el rango de operación). Tomando en cuenta el fluido primario, tendría la característica de un diferencial de presión tan grande entre la presión de descarga o escape y la presión a cero arrastre como sea posible. Ambos pueden ser controlados por la elección adecuada de los componentes del hervidor y evaporador.

Otra ventaja puede ser asegurada por la selección de fluidos en base a sus propiedades térmicas. El calor absorbido por unidad de material secundario removido tiene la necesidad de ser -- alto. Por tanto una sustancia de alto calor latente molar sería seleccionada para propósitos de comparación de calor latente molar, los valores aproximados medidos por la constante de Trouton pueden ser usados con provecho. Cuando el fluido secundario es el constituyente volátil en una solución, el calor de solu--

ción. absorbido en la evaporación puede también servir de enfriamiento, y el uso de este tipo de fluido evaporador tiene distintas posibilidades. El fluido primario, por otro lado, requeriría un bajo calor de entrada. Por consiguiente, habría un líquido de bajo calor específico y una constante de Trouton baja. Además, - el peso molecular sería tan bajo como fuera posible, consistente con una razón favorable de peso molecular debido a que los requerimientos de calor de entrada se incrementan con el peso molecular cuando los fluidos tienen el mismo calor específico en el estado líquido.

E. Servicios, Mantenimiento, Operación y Control

Servicios

Cuando un gran número de eyectores son requeridos para armar un nuevo proceso, las cotizaciones pueden ser obtenidas de los principales manufactureros y de los eyectores ya comprados con anterioridad por otras industrias. La garantía de comportamiento de un eyector puede significar un sobrediseño para asegurar las especificaciones. Si se empieza con estos datos, y se checan --- otras instalaciones bajo condiciones de prueba variantes, es posible tabular resultados y preparar algunas curvas que permiten una estimación de los requerimientos de servicios de los eyectores.

Una vez que un registro de datos es establecido, puede ser -- usado en cálculos preliminares cuando los eyectores son comparados con otros elementos de bombeo al vacío. Si la decisión favorece a los eyectores, entonces es conveniente usar el conocimiento especializado de los diferentes manufactureros para el arreglo y diseño finales.

Consideremos primero los eyectores no condensantes. La tendencia en el consumo (base vapor a 100 psig) está mostrada en la figura 15. Los límites de presión generales de una, dos y tres etapas se sobreponen un poco. Los intercondensadores se recomiendan tanto como la presión decrece, debido al alto consumo de vapor del eyector de tres etapas, aunque el arreglo con tres etapas no condensantes tiene un lugar definido. Este arreglo disminuye la presión muy rápidamente.

Las pruebas para eyectores no condensantes muestran que la razón de no condensables a mezcla total no influye profundamente el consumo de vapor. Un cambio de 10 a 100% de aire seco demanda sólo un 20% más de vapor. Por consiguiente, un factor de corrección de no condensables no es aplicado.

El consumo de vapor para eyectores condensantes es también co rregido a la base estandar de 100 psig y además un factor es usa do para corregir la presencia de cargas de vapor condensable. La diversidad de posibles arreglos cuando son usados intercondensa dores, se tiene en cuenta para la curva menos exacta que puede ser graficada para eyectores condensantes que para los no con densantes. Existen datos insuficientes como para permitir una -- clasificación tal como tres etapas con un intercondensador, tres etapas con dos intercondensadores, etc. La banda que ha sido dibu jada en la figura 16, intenta mostrar sólo la dirección. Y permitira una comparación directa de consumo bajo diferentes - condiciones.

Un aumento en la presión del vapor disponible disminuye los - requerimientos de vapor de un eyector. El factor de corrección - de presión es graficado en la figura 17. Para convertir de 100 - psig a cualquier otra presión , se multiplica el consumo de va-- por a 100 psig por el factor leído en la curva. Para convertir - de cualquier presión a 100 psig, divida el consumo a esa presión por el factor.

Como una regla general, no opere eyectores usando suministros de vapor a presiones menores de 100 psig. No sólo se incrementa la cantidad de vapor sino que también la operación se vuelve --- inestable.

Para un eyector condensante, la carga en etapas subsecuentes depende de la cantidad de vapor condensable acarreado por las -- etapas anteriores. Por consiguiente, una correlación de consumo de consumo de vapor con respecto a la carga está mostrada en la figura 18. En este caso, la carga está definida como la razón de no condensables a mezcla total. Una carga de 1.0 indica aire se co o sólo no condensables, y el factor de corrección para este - caso es también 1.0 . El consumo de vapor, tomado de la carta, - será corregido por la multiplicación de esa figura por el factor

para carga actual.

Para la estimación del consumo de vapor, como se delineó anteriormente, ninguna corrección es hecha para la composición de los vapores condensables. Cuando se requiere información de un fabricante, la composición y propiedades de los vapores deben ser incluidas.

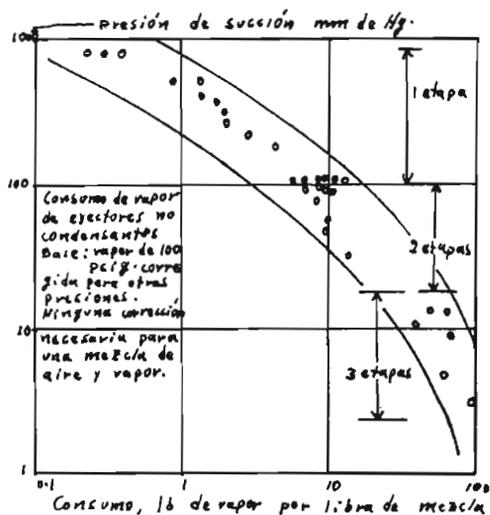


Figura 15. Los eyectores no-condensantes trabajan mejor a arriba de 100 mm. abs.

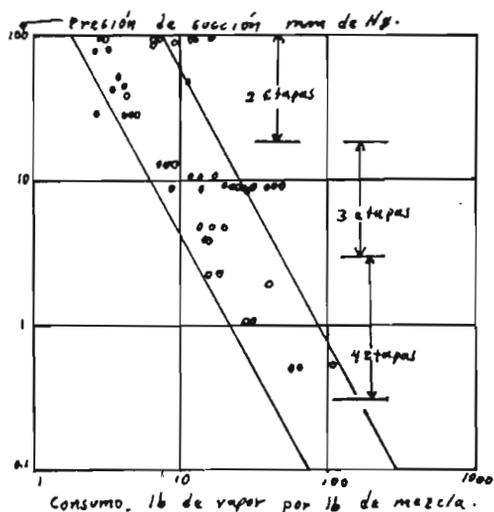


Figura 16. Los eyectores condensantes son más económicos a bajas presiones.

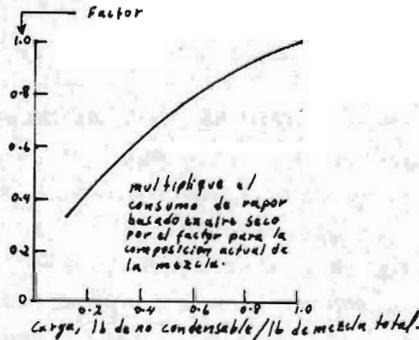


Figura 17. Factor de no condensables para eyectores de chorro de vapor.

La figura 19 muestra el consumo de agua para diferentes sistemas de eyectores. Esta gráfica fue preparada por un graficado directo de los datos sin correcciones. Los consumos de agua y vapor están relacionados y una familia de curvas ha sido dibujada. Los valores indicados no incluyen condensadores posteriores, puesto que no son componentes necesarios de los eyectores.

Normalmente, emiten sus vapores a la atmósfera o preferiblemente la línea de descarga correrá de 6 a 8 pulgadas abajo del nivel de agua en un pozo de agua caliente. Esta inmersión actúa como un sello de vacío en caso de pérdida de presión de vapor del vapor motriz, y un condensador de vapor con un mínimo de contrapresión.

Si la instalación es tal que un condensador posterior sea requerido, la cantidad de agua puede ser calculada a partir de un balance de calor:

$$\text{Gpm.} = \frac{W(1,182 - T_1)}{500(T_1 - T_2)}$$

donde W = libras de no condensables entrando al condensador por hora

T_1 = temperatura de agua en la tubería de cola °F

T_2 = temperatura de agua de entrada °F

La temperatura aumenta de 20 a 30 °F para agua de condensación normalmente. La ecuación anterior y la figura 19 están basadas en el uso de condensadores barométricos. Los intercondensadores de superficie requieren más agua que la indicada, debido a la carencia de contacto íntimo y a la pobre transferencia de calor. Estos son particularmente útiles donde la altura es limitada o los vapores condensables deben ser recuperados sin diluir.

Al considerar los requerimientos de agua para eyectores, se debe checar la temperatura del agua de entrada para estar seguro de que la condensación de vapores pueda ocurrir. Si la presión de vapor de los vapores condensables es baja, podría ser necesaria agua helada para efectuar la condensación. Como un ejemplo, digamos que hay agua disponible a 90°F., y un aumento de 20 grados es permisible, dando como temperatura de salida 110°F. La diferencia terminal permisible se tomó como 5°F.

La diferencia terminal es la diferencia entre la temperatura de vapor a su presión parcial y la temperatura de salida del agua. Esto significaría una temperatura equivalente de saturación de 115°F., correspondiente a una presión parcial de agua a 3 pulgadas de Hg.

Normalmente, agua de 90°F. no sería usada después de cualquier etapa con una presión absoluta menor de 3 pulgadas de Hg, a mayor temperatura del agua de condensación, mayor será la presión. Esto indica que los condensadores son más útiles después de la segunda o tercera etapas de una unidad multietapa.

La mayoría de los fabricantes recomiendan un esquema de consumo mínimo de agua para eyectores que requieren pequeñas canti

dades de vapor. En cualquier caso, para propósitos de estimación un consumo mínimo de agua, de 5 gpm en eyectores con condensamiento posterior es aconsejable.

A manera de muestra se efectuará un cálculo para fijar la técnica involucrada usando las 5 gráficas. Supongamos que un eyector de tres etapas está disponible además tiene un intercondensador. Nuestro proceso debe correr a una presión absoluta de 6 mm. de Hg, y la carga consiste de 10 libras de aire, 5 libras de vapor de agua más 12 libras por hora de vapor de alcohol. Vapor de agua seco motriz puede ser abastecido a 125 psig, y el agua de enfriamiento tendrá una temperatura de 80°F.

La carga total sobre el eyector es 27 libras de mezcla por hora y el consumo de vapor puede ser leído en la figura 16 (eyectores condensantes) como 17.5 libras de vapor por libra de mezcla total, o $27 \times 17.5 = 472$ libras por hora de vapor motriz a 100 psig. Puesto que nuestro suministro de vapor está a 125 psig, podemos corregir este consumo estimado con un factor de corrección de presión tomado de la figura 18.

Tendremos que corregir por el cargado de no condensables también. Usando la figura 17, la carga es $10/27 = 0.37$. El correspondiente factor es 0.62. Por consiguiente, el consumo de vapor a 125 psig nos da $472 \times 0.94 \times 0.62 = 275$ lb/hr.

El consumo de agua puede ser estimado de la figura 19, si usamos la curva que ha sido dibujada para eyectores de tres etapas con un intercondensador. Puesto que el consumo de vapor es 275 libras por hora, el consumo de agua estará entre 19 y 20 galones por minuto (Gpm).

Mientras estos cálculos sean de exactitud limitada, dan al diseñador y al ingeniero de operación un modo de atacar al problema.

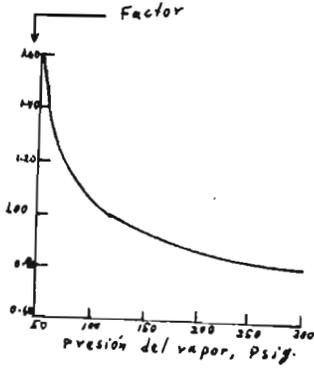


Figura 18. Factor de presión de vapor para eyectores de chorro de vapor.

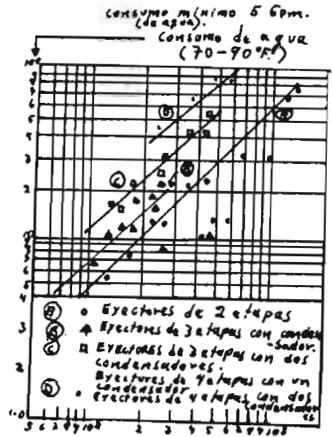


Figura 19. Consumo de vapor para diferentes sistemas de eyectores.

Mantenimiento

El hecho de que el eyector sea un aparato de fácil manejo no significa que pueda ser operado más allá de sus limitaciones, - ni significa que pueda ser ignorado indefinidamente en lo que - se refiere a inspección, mantenimiento y reparación.

Siguiendo las siguientes reglas, ninguna o poca dificultad - puede ser esperada:

- a).- Es esencial que la junta entre la boquilla y la caja de vapor sea tan ajustada que no existan fugas de vapor en este punto. Una fuga de vapor en la parte trasera de la boquilla actúa como una carga adicional sobre el eyec-- tor y tenderá a disminuir el vacío que este aparato pue da producir.
- b).- El vapor que sea abastecido debe estar a la presión y -- temperatura de diseño. Las presiones bajas de vapor disminuirán la capacidad del eyector y causarán el uso de más vapor cuando se utilizan presiones mayores que la - de diseño. Mejores resultados serán obtenidos cuando la presión de operación se mantenga tan cerca como sea posible a la presión de diseño.
- c).- Mantenga las boquillas limpias, cuando se arranca una - planta, se encontrarán partículas de tubería y otros ma teriales extraños que son llevados por las líneas de va por al filtro del eyector y ciertas partículas pueden - pasar a través de este filtro de vapor taponando la boquilla. Esto se mostrará en una pérdida de vacío. Es - recomendable limpiar el filtro frecuentemente en los -- primeros arranques y, si es necesario, checar las boqui llas limpiando la caja de vapor y pasando a través de - cada boquilla el destaponador adecuado para estar segu- ros de que no está obstruida.
- d).- La tubería abastecedora de vapor del eyector deberá de ser de suficiente tamaño para que pase el vapor requeri

do por el eyector sin pérdidas apreciables de presión. - La tubería abastecedora de vapor también deberá ser de longitud corta lo suficiente para asegurar operación de la presión de diseño. El eyector operará más eficientemente con vapor seco, por lo que la tubería abastecedora de vapor debe estar aislada para prevenir la condensación antes de que el vapor llegue al eyector. Lo corto de la tubería abastecedora de vapor también reducirá la condensación. Si todavía existe alguna duda de que el vapor no esté seco, un separador de humedad será instalado en la línea.

- e).- Si la unidad tiene un condensador de superficie, los tubos que llevan el agua deberán ser mantenidos limpios. - Cuando estos tubos fallan, falla también la transferencia de calor para condensar el vapor, en tal caso el vapor descargará en la siguiente etapa de eyector o en el venteo atmosférico. Además el eyector debe ser puesto tan cerca como sea posible del recipiente que va a ser evacuado.

Operación

El arranque de un eyector de una etapa condensante o no condensante requiere los siguientes siete puntos:

- a).- La línea conductora de vapor del eyector debe ser tan corta como sea posible además debe estar lo más limpia posible.
- b).- Si existe un condensador posterior, se debe tener la certeza de que el venteo atmosférico del condensador posterior esté abierto y libre para descargar a la atmósfera. Y sino existe condensador posterior, ver si la descarga del eyector esté abierta y libre para descargar a la atmósfera.
- c).- Si existe un condensador posterior, abra el desagüe de -



condensado del condensador posterior.

- d).- Si existe un condensador posterior, arranque la circulación de agua de enfriamiento a través de los tubos del condensador posterior (o boquilla espreadora para condensador posterior del tipo barométrico).
- e).- Abra las válvulas de succión a la entrada de aire del eyector si el equipo incluye tales válvulas.
- f).- Abra la válvula de vapor.
- g).- En el caso de eyectores gemelos operando en paralelo, es usualmente deseable cuando arrancan tener ambos elementos operando para obtener vacío rápidamente. Cuando todo el vacío es obtenido, es entonces deseable, en interés de la economía de vapor descansar un elemento. Para hacer esto sin interrumpir el vacío, cierre la válvula de succión de un eyector, entonces después cierre la válvula de vapor de este mismo elemento.

El arranque de un eyector multietapa condensante y no condensante requiere de los siguientes siete pasos:

- a).- La línea de vapor del eyector debe ser tan corta como sea posible y el vapor debe fluir fácilmente.
- b).- Si existe un condensador posterior, se debe tener la certeza de que el venteo atmosférico del condensador posterior esté abierto y libre para descargar a la atmósfera. Si no existe ningún condensador posterior, asegurarse de que la descarga del eyector esté abierta y libre para descargar a la atmósfera o contra una contrapresión solamente igual a la que fue diseñado.
- c).- Si existen condensadores posteriores e intercondensadores, abra la válvula de condensado de o de los condensadores si es que tiene uno o varios.
- d).- Si existen condensadores posteriores e intercondensadores, arrancar la circulación del agua de enfriamiento a través de dichos condensadores (o a través de boquillas

espreadoras en el caso de condensadores barométricos). - Si el condensado del condensador de superficie es el medio enfriante, poner la bomba de condensado en operación estando seguros de que la válvula en la línea de recirculación de agua de enfriamiento esté funcionando, y que dicha línea que conecta a los condensadores esté abierta. El pozo de agua caliente del condensador de superficie debe estar lleno al menos hasta la mitad, esto se puede ver por medio de un medidor de nivel.

- e).- Abrir todas las válvulas en la primera y etapas subsecuentes del eyector.
- f).- Abrir la válvula de vapor en la última etapa (que descarga a un condensador posterior o a la atmósfera). Después abra la válvula de vapor en la etapa precedente y así sucesivamente hasta que todas las etapas estén en operación. El vacío en el recipiente a ser evacuado entonces arrancará hasta alcanzar estabilidad en el punto de operación.
- g).- En el caso de eyectores de aire gemelos, operando en paralelo, cuando arrancan es práctica usual tener ambos elementos operando para aumentar el vacío rápidamente. - Cuando todo el vacío es obtenido entonces es deseable, en interés de la economía de vapor, detener las etapas del elemento sobrante. Para hacer esto sin interrumpir el vacío, cierre la válvula de aislamiento de la primera etapa del elemento sobrante y luego cierre la válvula de vapor de la primera etapa del elemento sobrante. Haga lo mismo con las siguientes etapas.

El paro de un sistema de eyectores de todos tipos (simple, doble, multietapa, condensante, no condensante, etc.) comprende los siguientes cuatro pasos:

- a).- Cierre la válvula de vapor de la primera etapa.
- b).- Cierre la válvula de vapor a la segunda y etapas subsecuentes (si las hay) en su orden respectivo.

- c).- Cierre las válvulas de aislamiento en todas las etapas.
- d).- Cierre la válvula de circulación de agua. En el caso -- donde un eyector opera con un condensado de un condensador de superficie como el medio de enfriamiento para -- los intercondensadores y condensador posterior, detenga la bomba de condensado y entonces cierre la válvula de la línea de recirculación (del pozo de agua caliente -- del condensador a los intercondensadores y condensador posterior.

Control

Sea primero considerada la unidad de eyector de una etapa -- sin intercondensador. Una sola unidad es frecuentemente usada -- para producir un mínimo de presión de 100 mm de Hg abs. en trabajo continuo o en servicio intermitente a una presión más baja. Un sistema de eyector de una sola etapa frecuentemente puede ser controlado como se indica en la figura 20. El sistema de un eyector es cargado hasta el punto requerido sobre la curva -- capacidad-presión de succión por purgado atmosférico de aire, u otro gas o vapor, dentro del lado de succión del eyector. La -- única previsión requerida en la especificación del eyector es -- una asignación de capacidad adicional sobre la carga máxima es perada de la unidad.

La simplicidad de control para este sistema abate los costos de ferretería. La válvula de control es pequeña en comparación con las válvulas para otros métodos. Es frecuentemente práctico buscar el tamaño de la válvula para manejar toda la capacidad -- del eyector a la más alta presión de operación anticipada. Como está mostrado en la figura 20, una válvula de globo en serie -- con la válvula de control puede ser usada para asegurar un buen control. Esta válvula manual además de realizar un estrecho control de la caída de presión a través de la válvula de control, permite que el sistema se pueda manejar de una manera manual --

por breves periodos.

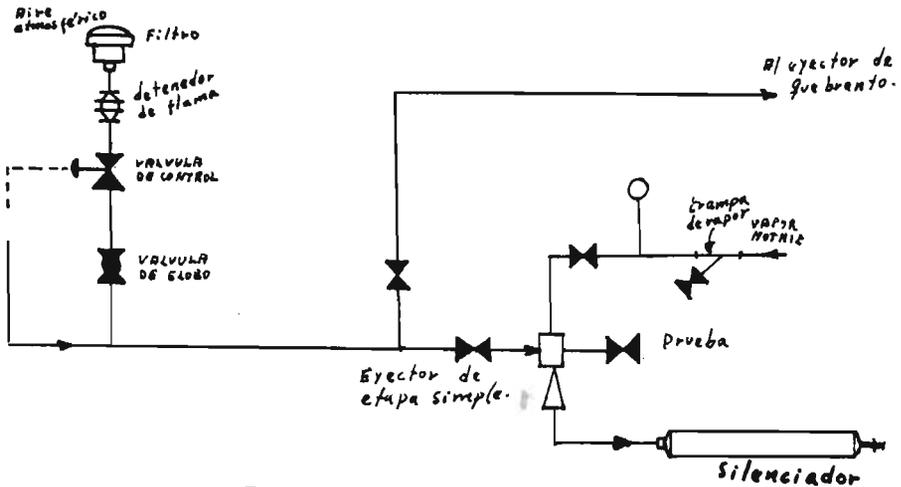


Figura 20.

Existen otras ventajas para este sistema. La válvula de control está sujeta solamente a la corrosión atmosférica. No requiere bypass debido a la válvula de globo manual. Y puesto que no existen válvulas en la línea de vacío, es frecuentemente innecesario proveer un mecanismo de alivio de presión sobre el lado de proceso. Normalmente, es una buena práctica incluir una válvula de compuerta en la línea de prueba de vacío. Esta válvula puede ser abierta o cerrada en operación normal. La instalación de la figura 20 muestra un filtro y un arrestador de flama (frenador). Estos necesitan ser instalados sólo en casos donde exista problema de taponamiento de la válvula de control o un peligro de explosión.

Las unidades multietapa sin intercondensador actúan en muchos aspectos como una unidad de una sola etapa y en muchos casos pueden ser controladas por los mismos métodos. Tales sistemas de -- eyectores multietapa pueden ser diseñados para casi cualquier -- condición requerida, aunque la economía de vapor es usualmente -- menor que si fueran incluidos intercondensadores. La razón de -- compresión alcanzable es, por supuesto, mucho mayor que en unida -- des de una sola etapa, aunque las unidades de multietapa son usa -- das principalmente en servicio intermitente. Estas unidades son usadas también donde la corrosión y otros factores indeseables -- de unidades con intercondensación podrían compensar económicamen -- te el mayor uso del vapor en la unidad sin intercondensación.

Así como el plan de la figura 20 podría aplicarse a las unida -- des multietapa, de tal manera el plan de la figura 21 se aplica al control de unidades de una sola etapa. En este segundo método, una válvula reguladora varía la presión de succión del eyector, más bien que la carga. Así como está indicado en la figura, este sistema puede servir a diferentes variables independientes del -- proceso. Por otra parte, el diseño del eyector debe de permitir una caída de presión de la válvula de control de 5 a 10 mm de Hg, una limitación que no recomienda el uso del sistema para presión controlada de menos de 20 a 30 mm de Hg abs. debido al tamaño de eyector y consumo incrementados de este plan.

El tamaño de la válvula de control, en esta figura, será normalmente el de la línea, o quizás de un tamaño menor. Debe por -- supuesto, manejar la cantidad total de aire y vapor a los eyecto -- res. Una válvula de purga operada manualmente sobre el lado de -- la carga del eyector permite la operación lejos del punto de "rup -- tura" a bajo uso de carga. Permite el ajuste de la presión de -- succión a un punto donde las válvulas de control son favorable -- mente posicionadas para control cerrado.

Puesto que existen válvulas en la línea de succión de vacío,

es necesario en algunos casos proveer un mecanismo de alivio de sobrepresión para el sistema. Puede también ser conveniente proveer de válvulas de compuerta y de llaves de paso (bypass) para remover la válvula de control en caso de mantenimiento.

Las unidades de dos etapas con intercondensación son usadas para presiones de succión abajo de 10 mm de Hg abs.; y las de tres etapas para 3 mm de Hg abs. Los intercondensadores cambian las características de operación del sistema multietapa. Los eyectores operan como una serie de etapas individuales de compresión más bien que si el sistema actuara como una sola unidad. En diseño, es necesario respetar los límites de presión máxima de descarga y de presión mínima de succión para cada etapa. De otro modo el sistema no operará establemente. El problema de control requiere que una o más etapas sean cargadas de tal manera que ningún eyector debe trabajar en los límites de operación o cerca de ellos.

La caída de presión requerida por el control de regulación, (figura 21) es usada con el equipo de mayor costo y también donde se tengan mayores consumos de vapor. Para sistemas de presiones menores a 30 el costo de los mismos suele ser prohibitivo. Los planos de control en las figuras 22 y 23 muestran los arreglos posibles alternativos para estas presiones menores.

En el sistema de dos etapas de la figura 22, el sistema de eyector es cargado por recirculación de la descarga (escape) de la etapa atmosférica al lado de la succión de la etapa de baja presión. Este método es usualmente conveniente para sistemas de eyector diseñados primeramente para manejo de no condensables.

En sistemas que condensan cantidades substanciales de vapor en el intercondensador, la cantidad de vapor requerida para cargar la etapa de eyector de baja presión puede exceder la cantidad de vapor en la descarga de la etapa atmosférica. El resultado es que aire puede ser jalado al interior del sistema. El ai

re pasará a través del intercondensador y tenderá a sobrecargar la etapa atmosférica. Eso aumentará la presión de succión de la etapa atmosférica, que es la presión de descarga de la etapa de baja presión, al punto donde la etapa de baja presión viene --- siendo inestable. Este problema puede ser resuelto usando vapor como medio de carga, ya sea solo o en combinación con la descarga recirculada. El plan anterior es usado en la figura 23. El controlador de presión opera válvulas de control de rango dividido de tal manera que el vapor es introducido dentro de la línea de succión sólo después de que la máxima cantidad de descarga (escape) es recirculada.

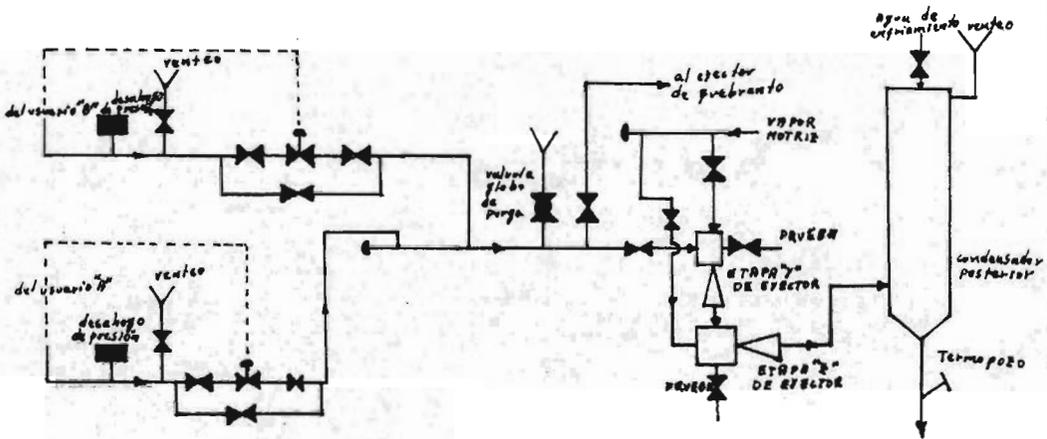


Figura 21. Control de Regulación.

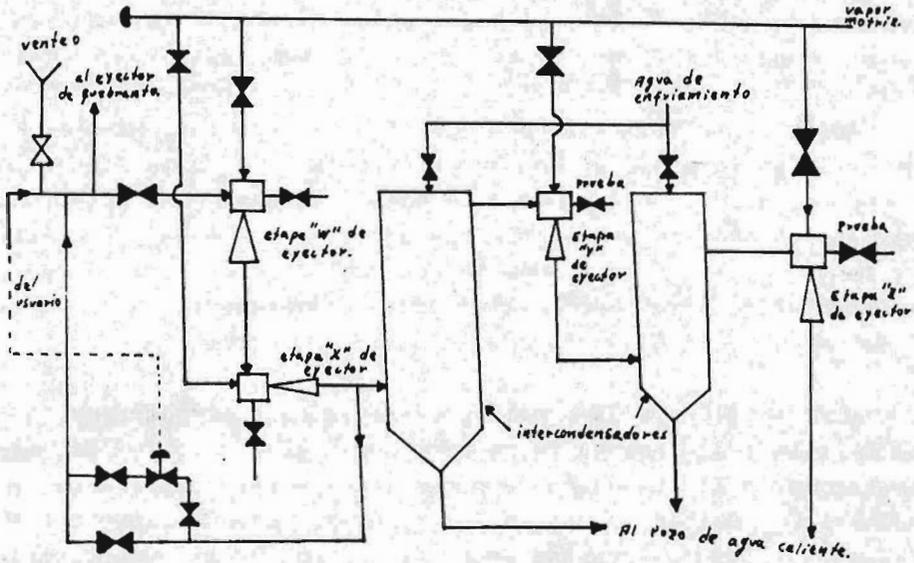


Figura 24. Sistema de control de un sistema de eyectores de cuatro etapas.

Las unidades de cuatro etapas son usadas para sistemas con -- presiones de 3 mm a 5 mm de Hg abs. Dos factores complican el -- control de la presión del sistema a estos niveles; la dificultad de asegurar una medición correcta de presión, y un sistema con -- la tendencia a regularse por sí mismo. Este factor anterior nace debido al cambio rápido del volumen específico de los vapores -- comprimidos tanto como la presión del sistema varía.

Cuando un control exacto de presión es esencial, un arreglo -- de carga de la etapa de baja presión, mostrado en la figura 24 -- puede ser usado. Para proveer la carga, se puede usar vapor in-- yectado o la descarga recirculada del eyector de baja presión co-- mo se usó anteriormente. Con la recirculación de la descarga, el tamaño de la válvula de control debe ser cuidadosamente seleccio-- nado debido a la baja caída de presión disponible.

La regulación de la presión del vapor motriz generalmente no es recomendada, como un medio de control de la presión del siste-- ma, debido a la reducción de presión del vapor motriz a un valor menor al de diseño lo que causará una operación inestable en la mayoría de los sistemas de eyectores de chorro de vapor. En la -- práctica, la presión del vapor motriz deberá tener un valor lige-- ramente arriba del valor de diseño. Una aplicación no común del proceso provee una excepción a la recomendación general. Es posi-- ble obtener algún control por la regulación del poder del vapor motriz a los eyectores cuando la presión absoluta de succión es más de 50% de la presión absoluta de descarga.

Es posible controlar la presión del sistema por regulación -- del agua del condensador, pero esto es posible sólo dentro de límites de operación estrechos. El descenso del flujo de agua incrementa la presión del intercondensador por la carga de las -- etapas sucesivas del eyector con mayores cantidades de vapor de agua que las normales. Sin embargo, si la presión de interetapa va más arriba del valor de diseño, el eyector de menor presión --

estará inestable. En grandes instalaciones, el uso de control de temperatura del agua efluente del intercondensador es factible - como una medida de la economía de agua.

Cuando los eyectores son usados como impulsores (booster) para sistemas de refrigeración, un sistema de interrupción (conexión-desconexión) es frecuentemente satisfactorio. Un recipiente que contiene refrigerante (normalmente agua) actúa como un absorbedor de calor cuando el impulsor está desconectado. Cuando la temperatura del refrigerante aumenta hasta un punto dado, el mecanismo de control re-arranca el impulsor.

Aunque los eyectores bajo circunstancias normales son dependientes y requieren un poco de mantenimiento, una consideración debe ser dada con respecto al mal funcionamiento del eyector. La previsión de un sistema de repuesto es particularmente importante cuando una falla de eyectores es anticipada. En muchos casos, una solución satisfactoria a este problema es el eyector de quebranto, su diseño es de tal manera que en una emergencia, éste - baja rápidamente la presión del sistema desde la atmosférica a - cerca del nivel de operación. La unidad de quebranto actuará como un repuesto para el sistema de eyector regular a una capacidad un poco cercana a la del eyector.

Puesto que normalmente la economía de vapor no es crítica en unidades de quebranto (ellos son usados solamente por periodos - cortos de tiempo), un sistema multietapa sin intercondensación - es frecuentemente una previsión práctica. Algunas veces es deseable proveer de sistemas de repuesto para cada eyector individual del sistema regular, aunque el costo de poner válvulas en la entrada y descarga del eyector regular para permitir su removimiento, esto frecuentemente hace a un sistema de repuesto más económico. Los sistemas de repuesto individuales, para unidades grandes, proveen algunas veces de beneficios adicionales como son: - flexibilidad de operación y economía de vapor.

Las características de respuesta rápida de sistemas de evaporación y destilación al vacío son principalmente debidas a la -- parte de volumen relativamente pequeña ocupada por no condensables. En estas aplicaciones, el control de ajuste proporcional -- es usualmente satisfactorio. Pueden ser requeridos mecanismos -- de control más elaborados para obtener un control cerrado de un sistema sujeto a rápidos cambios en la carga no condensable.

Para medición, es usual localizar la toma de presión estática para el controlador de presión absoluta donde la presión tiene -- significancia en el proceso (tal como en la parte superior de -- una torre de destilación) en lugar que en la línea de venteo de los eyectores. Es frecuentemente necesario con este arreglo purgar la línea de presión estática con aire seco o gas inerte para evitar materiales de proceso de la entrada del elemento de medición durante un paro.

Los sistemas de control que hemos discutido son ampliamente -- flexibles y proveen de diseños económicos y útiles para muchas -- unidades de proceso. Será recordado que el equipo de vacío raramente opera a las condiciones de diseño. Las predicciones de velocidades de infiltración de aire (fugas) son inexactas, y en -- una unidad en servicio la velocidad de infiltración depende de -- estandards de mantenimiento de la planta.

F. Servicios en Casos de Emergencia

Combinación eyector-condensador barométrico

Existen causas posibles para el mal funcionamiento, la mayoría de estas causas son de naturaleza menor y pueden ser rápidamente corregidas por el operador. En la verificación de estos -- problemas el siguiente procedimiento paso a paso será útil:

a).- Verifique la presión del vapor para estar seguro que es-

tá al nivel requerido por el diseño del eyector. Un medidor de presión de vapor deberá ser usado para verificar esta presión de vapor y deberá ser calibrado antes de ser instalado para medición. Es esencial que la presión del vapor no sea menor que la indicada. Si la presión del vapor excede la presión de diseño -- por 10 o 20%, esto podría ser perjudicial a la operación del --- eyector. El vapor motriz debe estar seco y saturado o ligeramente sobrecalentado.* Si existe duda sobre la calidad del vapor, un separador de vapor con una trampa conveniente y una válvula de - purga será instalado.* Las líneas de vapor que salen y llegan al eyector deben de estar bien aisladas. Este aislamiento también - debe proteger al separador de humedad o purificador. Tener en -- cuenta que el vapor húmedo es muy corrosivo de las boquillas de vapor y difusores y acortará su vida útil. Antes de verificar - la presión del vapor hay que estar seguros de que las boquillas de vapor no están tapadas con partículas metálicas, basura, des- carapeladuras de tubería, etc. Las boquillas obstruidas son particularmente comunes en nuevas instalaciones.

b).- La temperatura del agua de los intercondensadores deberá estar a o abajo de la temperatura de diseño. Asegurese de que la temperatura del agua de salida esté también a su temperatura de diseño o abajo. Estas temperaturas, por supuesto, son verifica-- das por la instalación de termómetros en los termopozos a la entrada y a la salida de cada condensador. La temperatura del agua de salida del condensador barométrico puede ser checada cerca de la parte baja de la pierna barométrica. Si la temperatura del -- agua de entrada es más fría que la temperatura de diseño enton-- ces el flujo de agua al condensador puede ser regulado. Sin em-- bargo, el punto mínimo de regulación es aproximadamente 40% del flujo de diseño y en ningún caso puede ser esta agua regulada -- tanto que la temperatura del agua de salida esté arriba de la -- temperatura de salida de diseño. Un flujo excesivo de agua a tra-- vés de un condensador barométrico no ayuda al comportamiento del eyector y puede obstruirlo. Por consiguiente, verifique si existe un aumento razonable de temperatura además de que la unidad -

no esté inundada. Es esencial que la pierna barométrica del condensador esté sellada y que la longitud de esta pierna (tubería de cola) esté al menos a 34 pies del nivel del líquido del pozo caliente a la parte baja del condensador. Vea los dibujos del fabricante para las dimensiones correctas del pozo de agua caliente y tubería de cola. Esta tubería de cola debe de estar ajustada y libre de fuga. Estará tan recta como sea posible y en posición casi vertical.

c).- Después de verificar la presión del vapor, calidad y temperatura del agua; el siguiente paso es checar las presiones de interetapa. Si el eyector tiene dos o más etapas, las presiones de interetapa deberán ser tomadas con el eyector operando con -- flujo de agua y vapor a todas las etapas. Las presiones correctas de interetapa deben de estar mostradas en el esquema de mantenimiento. Si las presiones de interetapa son más bajas que las presiones de diseño se puede proceder al siguiente paso. Si son mayores que la presión de diseño esto puede ser causado por una carga excesiva.

Si las presiones de interetapa son mayores que las de diseño y la causa sospechosa es carga excesiva, entonces las presiones de interetapa deberán ser medidas con el eyector operando pero completamente aislado del resto del sistema de vacío.

d).- Si el aislamiento del eyector del sistema no indica que el problema es exceso de carga, el siguiente paso es detener todas las etapas del eyector excepto la última etapa que descarga a la atmósfera o a un condensador posterior. Con la última etapa de eyector operando y aislada del sistema la presión de succión de esta etapa deberá estar entre 50 y 100 mm de Hg.

Si esta lectura no es obtenida, entonces existen ya sea una gran infiltración (fuga) en el sistema de eyectores o la última etapa está fallando. La última etapa puede ser verificada viendo si funciona al aislarla del resto de las etapas. Con la última etapa del eyector aislada, induzca cargas conocidas de aire a -- través de orificios de medición y compare su comportamiento con las curvas de comportamiento del fabricante. Si la curva de com-

portamiento no puede ser duplicada y el eyector no está descargando a una contrapresión mayor que para la que fue diseñado, - esta etapa probablemente está desgastada y debe ser reemplazada.

Remueva y examine la última etapa del eyector. La boquilla y difusor deberán estar limpios y lisos. Es particularmente importante que los orificios de entrada estén libres de rugosidad, - limpios y sin agujeros. Las dimensiones del cuello del difusor y del cuello de la boquilla además de las dimensiones de la boca no deben de exceder de 7% del área original. Las dimensiones correctas pueden ser encontradas en los datos de mantenimiento.

e).- Si cuando se aísla la última etapa de eyector se halla que opera satisfactoriamente, proceda hacia atrás checando el - condensador que está anteriormente de dicha etapa del eyector, y verifique los demás condensadores hasta que haya aislado el - eyector causante del problema. Verifique sus dimensiones. Algunas de las causas más comunes de mal funcionamiento son las siguientes:

- . Infiltraciones (fugas) de aire en la tubería de cola del - intercondensador.
- . Inundación del intercondensador por flujo excesivo de agua
- . Flujo insuficiente de agua del intercondensador
- . Taponamiento del sistema de distribución de agua en el condensador.
- . Taponamiento de la tubería de cola
- . Taponamiento de boquillas debido a trozos de tubería

Así como usted checó el sistema de eyectores procediendo hacia la primera etapa, es, por supuesto, necesario para todas las etapas hacer este chequeo a todas las etapas entre él que estén en operación. El corte de presiones entre las etapas de eyectores multietapa será como sigue:

Etapa simple o última etapa	50 - 100 mm de Hg abs
Dos etapas operando	4 - 10 mm de Hg abs
Tres etapas operando	0.8 - 1.5 mm de Hg abs
Cuatro etapas operando	0.1 - 0.2 mm de Hg abs

Cinco etapas operando 0.01 - 0.02 mm de Hg abs

Seis etapas operando 0.001 - 0.003 mm de Hg abs

f).- Después de proceder con estos pasos en el eyector aislado del sistema y si parece estar operando satisfactoriamente, entonces la causa es probablemente debida a una fuga excesiva de aire, o un sobrecargado de vapor debido a un condensador posterior impropriamente diseñado.

Combinación eyector-condensador de superficie

En la verificación de unidades con condensadores de superficie, el procedimiento es el mismo que el delineado para condensadores barométricos y será seguido en la misma manera. Sin embargo, con unidades que tiene condensadores de superficie, otros problemas además de los mencionados pueden causar también mal funcionamiento en operación con lo cual los condensadores deben ser verificados inmediatamente.

a).- Asegúrese de que los tubos no estén sucios y estén causando que el condensador funcione mal e impidan la obtención de la presión correcta de interetapa.

b).- Asegúrese de que no exista algún tubo roto que inunde el intercondensador al punto donde el eyector no pueda operar. Para determinar la localización de un tubo roto se requiere para el sistema y hacer una prueba hidrostática. Al mismo tiempo, es posible inspeccionar la unidad para ver si está sucia. Si es encontrado un tubo roto, es posible continuar la operación por bloqueo de ese tubo hasta que sea reemplazado.

Para reemplazar un tubo roto en el intercondensador se procede de acuerdo al manual de mantenimiento de equipo de coraza y tubo. Probablemente no son requeridas instrucciones especiales sobre esto, ya que el servicio a equipo de coraza y tubo es estándar.

Algunas de las mayores fallas en instalaciones con condensadores de superficie son (además de las que se mencionaron en condensadores barométricos) como sigue:

- Un tubo roto o agujereado en el intercondensador
- Insuficiente agua de condensación en el intercondensador
- Superficie sucia del condensador
- En algunas instalaciones de eyectores una trampa es usada - entre el condensador posterior y el intercondensador con un sello entre dos intercondensadores. Este sello será total-- mente examinado para asegurarse que es de dimensión satis-- factoria (cheque su tamaño en el plano) y asegurese de que la trampa esté funcionando correctamente.
- Los empaques rotos o desgastados pueden causar dificultades y deben ser periódicamente reemplazados.
- Asegurese de que el lado de tubos de la unidad no esté tapo-- nado con materia extraña.

Una inspección periódica de todos los sistemas de eyectores - es recomendada. Esta inspección casi no consume tiempo y es como sigue:

- Los guardatrampas de vapor usados en eyectores pequeños de-- berán ser limpiados y purgados.
- Remover la caja de vapor de un eyector y asegurarse que las boquillas estén libres, claras y limpias.
- Los intercondensadores y condensadores posteriores deberán ser probados hidrostáticamente a intervalos periódicos.
- Los condensadores barométricos serán abiertos e inspeccio-- nados para asegurarse de que estén limpios y libres de mate-- ria extraña además de que el sistema de distribución de --- agua esté libre de escombros.
- Cuando proceda con todas estas pruebas debe checar además - todos los empaques y juntas.

4. BOMBAS MECANICAS DE VACIO

Una distinción es hecha entre las bombas de vacío secas y húmedas. La bomba de vacío húmeda maneja mezclas de agua y vapores; y estos pueden ser parcialmente no condensables. La bomba seca de vacío debe estar protegida por un enfriador o separador, de tal manera que solamente materiales gaseosos lleguen a él. Un número de bombas secas de vacío, pueden acomodar, sin embargo, una cierta cantidad de condensado. Las capacidades volumétricas de la bomba de pistón rotatorio y de la bomba de aspa deslizante son en general del orden de 1,000 pies cúbicos por minuto, mientras que las grandes bombas reciprocantes manejan unos 2,800 pies cúbicos por minuto por cilindro. Como se explicó anteriormente, la capacidad volumétrica del eyector de chorro de vapor es grande; y a pesar de su pequeña capacidad volumétrica, las bombas mecánicas son todavía seleccionadas en al menos una regular proporción en las nuevas instalaciones que requieren vacío.

Un factor controlante en elegir cualquiera de estos dos dispositivos para producir vacío, es el costo relativo del vapor y de la corriente eléctrica. Cuando la energía eléctrica es barata y el vapor es caro, una bomba mecánica manejada eléctricamente es lo más indicado.

A. Bomba de Vacío Húmeda Reciprocante

La bomba reciprocante, maneja vapor húmedo, tiene grandes espacios libres y válvulas de disco que asientan automáticamente; ésta es de una sola etapa y no tiene volante. El límite práctico en el lado del vacío es 26 pulgadas, mientras que la presión en el lado de la descarga es 15 psig. La alta presión de descarga es debida a que la bomba sirve principalmente para remover mezclas de vapor condensado y vapores de radiadores, que pueden haber sido liberados a alguna distancia lejana de un punto elevado; en general, esta bomba está disponible para aquellas instala

ciones que requieran el removimiento de agua mezclada con aire y vapor. Esta bomba es comparativamente barata y está disponible - en diferentes tamaños, manejando el tamaño más grande 2,700 gpm.

B. Bomba de Vacío Nash Hytor

Esta es una bomba del tipo de desplazamiento centrífugo consistiendo de una barra redonda, un rotor multihoja girando libremente en una carcaza elíptica llena parcialmente de líquido. Las hojas curvadas del rotor proyectadas radialmente en la campana, y junto con las guarderas laterales, forma una serie de bolsas y cucharones alrededor de la periferia.

El rotor gira a una velocidad alta lo suficiente para llevar el líquido fuera del centro por fuerza centrífuga. Esto forma un anillo sólido de líquido girando en la carcaza a la misma velocidad que el rotor, aunque siguiendo la forma elíptica de la carcaza. Se ve que esto fuerza alternativamente al líquido a entrar y a retirarse de los cucharones en el rotor a alta velocidad.

Refiriéndose a la figura 25 y siguiendo todo el ciclo completo de operación de una cámara dada, empezaremos en el punto A -- con la cámara (1) llena de líquido. Debido al efecto de la fuerza centrífuga, el líquido sigue la carcaza, retirándose del rotor, y jala aire a través de la puerta de entrada, la cual está conectada a la entrada de la bomba. En (2) el líquido ha sido -- llevado hacia afuera de la cámara del rotor y ha sido reemplazado con aire. Tanto como la rotación continúa, la pared convergente de la carcaza en (3) fuerza al líquido a regresar a la cámara del rotor, comprimiendo el aire atrapado en la cámara y forzándolo a través de la puerta de descarga, la cual está conectada con la descarga de la bomba. La cámara del rotor está ahora llena de líquido y lista para repetir el ciclo. Este ciclo toma lugar dos veces en cada revolución.

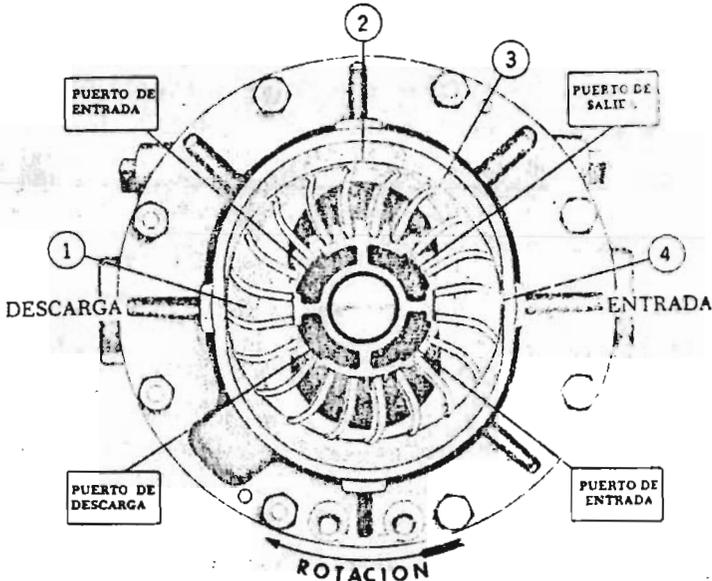


Figura 25. Bomba de vacío Nash Hytor

C. Bombas Reciprocantes Secas de Vacío

La bomba rotatoria reciprocante de vacío seca puede ser manejada por un motor o por vapor de agua; si lo anterior, la terminal de poder es de diseño convencional de máquina de vapor. Ambas construcciones están provistas de un volante. Las bombas reciprocantes secas de vacío han sido hechas más eficientes reduciendo los claros a un mínimo y usando válvulas de pluma de cinta de acero una ranura levemente menor. La cinta descansa en el asiento de la válvula, y está alojada en un resguardo; responde a un mínimo de diferencial de presión, y asienta herméticamente.

Una bomba de este tipo es la bomba Worthington horizontal seca de vacío, de una y de dos etapas. Las dos etapas de la bomba anterior son alcanzadas en un solo cilindro por medio de un arreglo de válvulas, compuertas y conexiones. La etapa simple produce un vacío superior a 28 pulgadas de Hg, la bomba de dos etapas produce un vacío superior a 29 pulgadas de Hg, en base a un baró

metro de 30 pulgadas. El cilindro de la bomba está encaquetado para la circulación de agua fría. La bomba de un solo cilindro, y de una sola etapa está disponible en ocho tamaños, teniendo la más grande una capacidad de 2832 pies cúbicos por minuto; la más grande de dos etapas tiene la mitad de esa capacidad. Para mayores capacidades, máquinas dobles con dos o cuatro cilindros están disponibles.

La bomba Worthington vertical seca de vacío está manejada -- por motor y está hecha en tamaños con capacidades que van de -- 3 a 250 pies cúbicos por minuto, en una y dos etapas. Es usada en industrias que requieren altos vacíos, particularmente en la industria de conservación de alimentos.

La bomba de vacío Connersville es una bomba de dos lóbulos - que producen vacío por succión a rodillos y cajas planas de las máquinas que fabrican papel. Esto puede ser obtenido en combinación con la unidad de caja plana en la que un tanque separador separa el agua y aire; la bomba de vacío remueve el aire, des-cargandolo a la atmósfera, mientras que una bomba centrífuga en el mismo eje motriz remueve el agua. El vacío para este propósito varía de 14 a 20 pulgadas dependiendo del tipo de hoja a ser formada.

CAPITULO II

TECNOLOGIA DE ALTO VACIO

1.

INTRODUCCION

El alto vacío es un término generalmente referido a presiones abajo de 0.1 mm de Hg. En esta región de presión las leyes de -- flujo de fluidos en el rango turbulento y en el rango laminar no se aplican, aquí, en esta región, es donde el flujo molecular ca racteriza parcial o totalmente el patron de flujo del fluido.

La transición de flujo laminar a flujo molecular es gradual. Esta región de transición es llamada región de "deslizamiento". Los valores de flujo en esta región están situados entre los valores predichos por las leyes de flujo laminar y los predichos -- por las leyes de flujo molecular.

Un criterio para determinar si las condiciones de alto vacío existen, es que la trayectoria libre media de los gases en un -- sistema debe ser del mismo orden de magnitud que las dimensiones del sistema, o mayores.

El alto vacío no es y no debe ser considerado como una operación unitaria. Más bien, debe ser visto como un rango de presión muy baja en donde las operaciones unitarias convencionales tales como la transferencia de calor, flujo de fluidos, destilación y extracción sufren un aligeramiento de sus equilibrios físicos y químicos, de las velocidades de reacción y de las velocidades ca racterísticas de transferencia en este rango de presión.

Las influencias benéficas del alto vacío son enteramente análogas a aquellas obtenidas en el uso de alta presión para cier-- tos procesos.

La influencia del alto vacío en operaciones unitarias difusio nales, tales como la destilación, secado, evaporación, y desor-- ción, es reducir la presión parcial del componente inerte (usualmente aire) y con eso incrementar la velocidad de transferencia de masa de los fluidos en difusión. Además de afectar la velocidad de las operaciones difusionales, el alto vacío también puede influenciar las condiciones de equilibrio. Estos dos factores -- trabajan juntos llevando a tales operaciones cerca de la termina ción. Su efecto en sistemas de transferencia de calor y flujo de

fluídos proviene de la reducción drástica de las colisiones intermoleculares y de la gran importancia supuesta para las colisiones gas-pared.

Las reacciones químicas que involucran reactivos o productos gaseosos pueden ser influenciadas por el alto vacío en la dirección de un volumen molecular mayor, como en el caso de la disociación de ciertos óxidos metálicos en oxígeno y metales libres, y la reducción de tales óxidos con carbón formandose CO y CO₂.

Enteramente aparte de las reacciones químicas, una función importante para la cual sirve el alto vacío es la previsión de espacio libre de colisión, tal como es requerido en los tubos de radio y televisión y en aceleradores de partículas. En estas aplicaciones, las partículas cargadas deben atravesar distancias relativamente grandes antes de alcanzar su objetivo. Obviamente su trayectoria no será impedida solamente cuando la probabilidad de colisión con las moléculas de gas residual sea muy baja. Una función similar es utilizada en el revestimiento a vacío, donde el vapor del metal es condensado sobre un sustrato conveniente a alguna distancia de la fuente de evaporación.

El requerimiento de alto vacío proviene frecuentemente de la necesidad de alrededores químicamente inertes necesarios para manejar metales reactivos a altas temperaturas. Para metales tales como titánio y zirconio, la atmósfera de tratamiento de calor debe estar libre de oxígeno, nitrógeno, e hidrógeno. Cuando estos gases toman parte en la reacción se obtiene un producto muy quebradizo. Esta operación es conducida ya sea bajo alto vacío o bajo atmósfera inerte. El gas inerte es usualmente introducido al equipo de tratamiento de calor después de la reducción de presión del aire hasta el rango de alto vacío.

La investigación está siendo corrientemente conducida a presiones extremadamente bajas, en el rango de 10^{-10} a 10^{-14} mm de Hg abs. En los procesos comerciales actuales el rango más bajo de presiones empleado es del orden de 10^{-6} a 10^{-7} mm de Hg abs,

y presiones menores de este rango son comúnmente referidas como ultra alto vacío. Con esto observamos que la única base sólida para el diseño de altos vacíos es la presión absoluta.

Probablemente la aplicación más frecuente del alto vacío está en la industria metalurgica. Los metales son fundidos bajo ambiente de alto vacío para reducir impurezas volátiles y prevenir la oxidación. El bronceado al vacío es frecuentemente usado debido al buen cubrimiento de la aleación bronce que puede ser obtenido bajo alto vacío. Otro procedimiento, es el de soldadura por trayectoria electrónica, que se está usando ampliamente debido a sus propiedades penetrantes, que permite una razón mucho mayor de ancho a profundo de la zona de fundido. El templado a vacío es frecuentemente usado con materiales magnéticos suaves para mejorar las características magnéticas y eléctricas. El cubrimiento al vacío de acero con aluminio está siendo evaluado en varias plantas piloto de diferentes compañías acereras.

El mismo tipo de equipo usado para depositar aluminio sobre acero es usado para aluminizar plásticos como el mylar, así como también papel. Unas pocas micropulgadas de aluminio sobre un sutrato de mylar tienen como resultado un material en apariencia a la hoja de aluminio, con muy alta reflectividad. Este material tiene aplicaciones decorativas y funcionales. El uso más funcional hasta ahora ha sido el aislamiento de recipientes criogénicos.

Las sustancias sensitivas al calor frecuentemente pueden ser secadas más exitosamente en el ambiente de alto vacío. Una aplicación notable de este principio es la deshidratación de alimentos congelados. El producto alimenticio es congelado, y el hielo es entonces sublimado del producto por radiación de calor. El vapor de agua resultante de la sublimación es generalmente condensado sobre una superficie fría. Un producto secado de esta manera tiene una excelente vida de anaquel a la temperatura ambiente, y puede ser reconstituido por inmersión en agua por unos pocos minutos de tal manera que recupera casi en su totalidad la apariencia, consistencia y frescura del producto original.

El equipo eléctrico de alto voltaje debe ser secado completamente después de su manufactura para asegurar la integridad del aislamiento. Debido a la capacidad limitada de temperatura del aislamiento, es frecuente proveer de vacío y calor para obtener una máxima sequedad.

La destilación de químicos sensitivos al calor bajo alto vacío, es otro ejemplo del uso de esta tecnología.

Una aplicación en la industria electrónica, además de la manufactura de tubos mencionada anteriormente, es el depósito al vacío de microcircuitos. Aquí el material que va a formar parte del circuito es depositado a través de máscaras en el modo y secuencia deseados. Los destellos electrónicos pueden ser usados para remover áreas seleccionadas del circuito. La evacuación de tubos electrónicos ha sido también uno de los mayores usos que se le ha dado al equipo productor de alto vacío.

Otros dos campos actuales importantes en el uso de equipo productor de alto vacío son la investigación del reactor termonuclear y las pruebas de ambiente espacial. Los experimentos del reactor termonuclear requiere una presión de gases contaminantes menor de 10^{-9} mm de Hg abs, en el rango de ultra alto vacío. Estas presiones requieren un equipo grande. Una gran cantidad de trabajo de desarrollo se ha realizado para perfeccionar estas técnicas.

A un nivel aún más alto de esfuerzo se está llevando una investigación en la simulación del ambiente espacial. El alto costo de fallas en el programa de satélites hace imperativo pre-probar todos los componentes a las condiciones críticas. Muchas de estas pruebas han sido hechas a presiones menores de 10^{-8} mm de Hg abs y menores con objetos de prueba muy grandes que frecuentemente dan volúmenes de gas muy grandes.

El procesamiento al alto vacío fue, hasta hace poco, considerado como una técnica cara y difícil. Pero la amplia diversidad de aplicaciones descritas anteriormente hacen que se justifique. La disponibilidad de bombas grandes de vacío a costo relativamente bajo hacen que el procesamiento a escala industrial sea más -

práctico que a escala laboratorio.

2. DESARROLLO HISTORICO DE LA TECNOLOGIA DE ALTO VACIO

Galileo (1564-1642) fue el primer experimentador que formó artificialmente vacío por el movimiento de un pistón dentro de un cilindro. La consecución de datos de alto vacío en esta época es adjudicada a Torricelli (1608-1674) que formó un vacío por inversión de una columna llena con mercurio, demostrando que la presión atmosférica puede soportar el peso de una columna de 76 cm. de altura. La presión que él alcanzó en la evacuación de el espacio sobre la columna de mercurio, debió haber sido abajo de 10 mm de Hg abs. Boyle reconoció la influencia del vacío porque dijo que "La Naturaleza aborrece al vacío". La unidad de presión más comúnmente usada en la actualidad en la industria de vacío es el torr (un torr = un mm de Hg abs), nombrada de esta manera en honor a este científico.

La primera bomba de vacío fue construida por Otto von Guericke (1602-1686) en 1650, esta bomba fue usada en 1654 en los famosos experimentos de los Hemisferios de Magdeburg en los que 30 caballos fueron incapaces de separar dos hemisferios de cobre unidos formando una esfera y evacuados. La bomba consistía de un tubo cilíndrico con dos válvulas y sellado con agua. Von Guericke describió una versión más sofisticada de esta bomba en 1672. Tenía un cilindro de madera, sellada con una cuerda húmeda y una válvula de piel operada por un resorte.

La necesidad de un sello de agua fue eliminada por Robert Hooke quien mejoró su construcción en 1660. Un cilindro de bronce fue sellado con un disco de piel aceitada, probablemente sobre un émbolo de madera. En 1709 Francis Hauksbee perfeccionó las técnicas de construcción suficientemente para alcanzar presiones de alrededor de 25 torr, límite establecido por la presión de vapor del agua a la temperatura ambiente. En 1892, Fleuss redujo el límite de presión obtenible a 0.0002 torr (2×10^{-4} torr). El -

eliminó el espacio de aire "muerto" al final de la carrera del pistón llenando el cilindro con aceite.

En las manos de J. J. Thomson, el vacío jugó una parte importante en el descubrimiento del electrón, y con el ingenio de Thomas Edison, fue posible el invento de la lámpara eléctrica. --- Años más tarde, el vacío fue usual en el estudio de la estructura interna del átomo y en la creación de una nueva industria, la industria electrónica.

La bomba rotatoria de vacío, similar en principio a aquellas usadas todavía, fue introducida en 1905 por W. Kaufmann. Una versión mucho más práctica de esta bomba fue introducida, también - en 1905, por el notable pionero del vacío, Gaede. Su bomba rotatoria de mercurio, cuando se usa en conjunción con una bomba de apoyo, es capaz de alcanzar presiones de 10^{-6} mm de Hg abs. Las bombas de apoyo que desarrolló Gaede fueron del tipo de aspa rotatoria de uso frecuente todavía. La versión de Gaede de la bomba de aspa rotatoria fue capaz de alcanzar presiones de 10^{-2} mm de Hg abs (un torr = un mm de Hg abs). En 1915 Gaede inventó la bomba de corriente de vapor, anterior a la bomba de difusión de aceite, que es la que lleva toda la carga de la industria de vacío actualmente.

El primer medidor de vacío fue inventado en 1874 por McLeod y es todavía usado ampliamente en mediciones estándar abajo de 10^{-6} mm de Hg abs.

La variación de la conductividad térmica con la presión fue utilizada como principio de medición por W. Voegé en 1906. Este es todavía un instrumento popular. El dispositivo de medición de alto vacío más ampliamente usado, el medidor de ionización de -- alambre caliente, fue primeramente descrito por Buckley en 1916.

Durante la primera guerra mundial, la empresa alemana Heraeus Vakuumschmelze empleó, el vacío ventajosamente para fundir diferentes metales, incluyendo acero bajo presiones en el rango de 1.0 a 50.0 mm de Hg abs.

Los años de la segunda guerra mundial presenciaron una aplicación industrial extensa del alto vacío en la manufactura de un -

gran número de dispositivos de guerra. Esto fue posible por el desarrollo de las siguientes bombas de vacío: (a) bombas mecánicas de vacío con velocidades de bombeo tan altas como 200 pies cúbicos por minuto (cfm) y capaces de alcanzar presiones tan bajas como 0.01 mm de Hg abs; (b) eyectores de vapor multietapa capaces de producir una presión de 0.1 hasta 0.05 mm de Hg abs; -- (c) bombas de difusión de vapor con velocidades volumétricas tan altas como 25,000 pies cúbicos por minuto y capaces de alcanzar una presión del orden de 10^{-6} mm de Hg abs.

3. TECNOLOGIA DE ALTO VACIO E INGENIERIA QUINICA

En esta sección las leyes que gobiernan los procesos de alto vacío son brevemente expuestas. Aunque en muchos casos el desarrollo de estas leyes no ha progresado hacia un punto donde la aplicación a situaciones prácticas pueda ser alcanzada por cálculos simples y directos. Es usual reconocer las limitaciones y potencialidades reveladas por estas leyes.

A. Teoría de Vacío

El concepto más frecuentemente usado en alto vacío es el de presión, y está definida como la fuerza neta por unidad de área ejercida sobre las paredes del recipiente por las moléculas incidentes de gas.

Si M es la masa molecular, N el número de moléculas de gas -- por unidad de volumen y \bar{V} es la velocidad media, entonces la presión ejercida es $N M \bar{V}^2/3$. En esta relación, la presión es medida en Newtons por metro cuadrado, la masa en kilogramos, la densidad molecular en m^{-3} y la velocidad en m/seg. Para oxígeno a $0^{\circ}C$ y presión atmosférica la velocidad media es 461 m/seg.

Un segundo concepto importante es la trayectoria libre media, definida como la distancia promedio de las travesías de las partículas entre colisiones sucesivas con otras partículas en fase gaseosa. La trayectoria libre media es $1/(\sqrt{2} n d^2)$, donde d es el diámetro molecular y n es el número de moléculas por unidad de volumen, la trayectoria libre media para aire en centímetros es de alrededor de 0.005 divididos por la presión en mm de Hg -- abs.

El flujo de gases que se encuentra en la tecnología de alto vacío generalmente cae dentro de las regiones viscosa, de transición, y molecular. El flujo viscoso prevalece generalmente si el número de Reynolds es menor de 1,200, y la trayectoria libre media es menor de 1/100 el diámetro del tubo o recinto a ser considerado.

En la región de flujo viscoso, las colisiones intermoleculares son el factor gobernante en el establecimiento de velocidades de flujo. Las colisiones con las paredes del recipiente que las contiene (a las moléculas) tienen relativamente poca importancia.

La región de flujo molecular (donde el fenómeno que gobierna mejor al fluido son las colisiones entre las moléculas del gas y la pared de la cámara), comienza aproximadamente en el punto donde la trayectoria libre media es igual o mayor que el diámetro de la tubería o recinto. Las regiones de flujo molecular y flujo viscoso están separadas por la región de flujo de transición.

Estas regiones de flujo son importantes porque determinan el método de cálculo de la caída de presión en los sistemas de alto vacío. Antes de discutir estos cálculos nos puede ayudar resumir algunos conceptos:

- El gasto es la cantidad de gas en unidades de presión volumen (por ejemplo, torr-litros) fluyendo por unidad de tiempo a través de una sección transversal especificada de una bomba o tubería. Si la temperatura es especificada, esto es una velocidad de flujo en términos de peso por unidad de tiempo.
- Conductancia es el gasto dividido por la diferencia en la presión entre dos secciones transversales especificadas:

$$\text{Conductancia} = Q/(P_1 - P_2) \quad (1)$$

- La impedancia es el recíproco de la conductancia
- La velocidad de una bomba es la razón de gasto para un gas dado a la presión parcial de dicho gas, en la entrada de la bomba.

Los problemas de diseño más frecuentemente encontrados en la realización de un sistema a vacío son:

- ¿ Que tan grande puede ser la caída de presión del sistema a un nivel especificado ?

- ¿Cuál será la presión de distribución en el sistema, dada la velocidad de bombeo, dimensiones de tubería y cargas de gas ?

El primer problema debe ser dividido en dos partes ; primero, el gas móvil en el sistema es la carga dominante sobre el sistema de bombeo (esto es generalmente verdadero desde la presión atmosférica hasta alrededor de 10^{-2} torr o mm de Hg abs); y segundo, en el rango de presión bajo el cual el gas se desorbe de las paredes de la cámara lo cual constituye la mayor carga.

El rango de presión de 760 a 10^{-2} mm de Hg es generalmente manejado con bombas mecánicas, las cuales tienen velocidades de bombeo constantes en este rango. Si V es el volumen de la cámara; Q el flujo o gasto de la bomba; S la velocidad de la bomba; t el tiempo de bombeo; entonces

$$Q = P S = - d/dt (P V) = - V dP/dt - P dV/dt \quad (2)$$

Puesto que $dV/dt = 0$,

$$dP/P = - S/V dt \quad \text{y} \quad \ln P = - \frac{S t}{V}$$

Para ir de P_1 a t_1 hasta P_2 , el intervalo de tiempo $t_2 - t_1$ será

$$t_2 - t_1 = V/S \ln P_1/P_2 \quad (3)$$

Esta ecuación se basa en la consideración de que la velocidad de bombeo es constante, y que sólo la carga de gas móvil es considerada en el sistema. Para corregir estas consideraciones, un factor empírico k es introducido

$$t_2 - t_1 = k (V/S \ln P_1/P_2) \quad (4)$$

Los valores típicos para este factor son mostrados en la siguiente tabla:

Rango de presión	k
760 a 1.0 mm de Hg	1.1
1.0 a 0.1 mm de Hg	1.5
0.1 a 0.001 mm de Hg	4.0

Para mostrar el uso de estas relaciones, el bombeo de una cámara de 489 pies cúbicos de 760 a 0.1 mm de Hg es calculado. La velocidad de bombeo disponible es 400 cfm (cfm= pies cúbicos por minuto)

$$\Delta t_1 = 1.1 \frac{489 \text{ ft}^3}{400 \text{ cfm.}} \ln 760/1 = 8.09 \text{ minutos}$$

$$\Delta t_2 = 1.5 \frac{489 \text{ ft}^3}{400 \text{ cfm.}} \ln 1/0.1 = 4.21 \text{ minutos}$$

$$t = \Delta t_1 + \Delta t_2 = 12.3 \text{ minutos}$$

El tiempo de bombeo observado es de 13 minutos. Esta correlación es la que normalmente puede ser esperada.

Abajo de 0.1 torr o mm de Hg, la evolución de gases adsorbidos sobre la superficie llega a ser progresivamente más importante. De hecho, las moléculas móviles de gas en el volumen constituyen en muchos casos una carga de gas despreciable a presiones abajo de 0.001 mm de Hg. El procedimiento para predecir las relaciones presión-tiempo a abajo de 0.001 mm de Hg es estimar primeramente la curva de carga de gas contra tiempo. Afortunadamente algunas formas de curva de degaseado son casi líneas rectas con una pendiente de -45° sobre una gráfica log-log durante las primeras diez a 100 horas. La carga de degaseado, sí constituye la mayor carga de bombeo, entonces puede ser considerada el gasto de la bomba. Dividiendo el gasto por la velocidad a cualquier tiempo dará entonces, la presión de operación a ese tiempo.

Para ilustrar este punto, considere un tanque de acero inoxidable con un área superficial de $400,000 \text{ cm}^2$ pulida pero no seca. Este es ajustado a un sistema de bombeo de difusión de ----- 16,800 litros por segundo. Qué tan baja presión puede ser alcanzada en una hora ? (del tiempo que esté operando la bomba de di-

fusión).

El degaseado de este material tuvo una velocidad de 1.8×10^{-3} torr-litro/(seg)(cm²) después de una hora. Multiplicando por el área del sistema y dividiendo por la velocidad de bombeo, obtenemos una presión del sistema de alrededor de 4×10^{-7} torr. Si hay fuentes de gas adicional, tales como muestras de prueba, estas -- cargas deben por supuesto ser adicionadas a la cámara de degaseado. También, la permeabilidad a través de los materiales de empaque y fugas deben ser considerados.

Estos cálculos han sido considerados todos con la variación de la presión con el tiempo. La pregunta de variación de presión con la distancia es igualmente importante.

Cuando una bomba es conectada a un recipiente por muchas secciones de tubería, codos, válvulas y orificios, las velocidades de bombeo efectivo en el recipiente pueden ser computadas a partir de la velocidad de bombeo S y la conductancia C_N de todos los miembros de la serie:

$$1/S_N = 1/S + 1/C_1 + 1/C_2 \dots + 1/C_N \quad (5)$$

La conductancia C, de secciones en paralelo es

$$C = C_1 + C_2 + \dots + C_N \quad (6)$$

Estas relaciones se aplican sin tener en cuenta el tipo de flujo que prevalece. Sin embargo, la conductancia de una unidad dada será una función del tipo de flujo que prevalece.

El flujo viscoso tiene lugar usualmente en un sistema de vacío si la presión media, \bar{p} en torr, y diámetro de tubería, d en centímetros, son tales que $\bar{p} d$ es mayor que 0.55 torr-cm.

Si η es la viscosidad del gas, g/cm-seg

l = longitud del tubo en centímetros

r = radio del tubo en centímetros

$$1/C = 1.91 \frac{l \eta}{\bar{p} r^4} \text{ seg/litro}$$

Para aire a 20°C, $1/C = 3.47 \times 10^{-4} \frac{l}{\bar{p} r^4} \text{ seg/litro}$

Estas relaciones se aplican cuando la caída de presión a través de la tubería es pequeña comparada con \bar{p} .

En la región de transición donde $\bar{p} d$ está entre 0.02 y 0.55 torr-cm, un tubo cilíndrico tiene una conductancia dada por:

$$1/C = 1/8 r^3 \frac{l}{180 \bar{p} d + 12.17} \quad \text{seg/litro}$$

Si $\bar{p} d$ es menor que 0.02 torr-cm, la conductancia de una tubería puede ser obtenida de la ecuación de flujo molecular de Knudsen

$$1/C = \frac{3}{8} \sqrt{\pi/2} 10^3 \left[\frac{u l}{F^2} \right] \sqrt{M/RT} \quad \text{seg/litro} \quad (7)$$

donde u = periferia de la tubería, cm

F = área de sección transversal, cm^2

M = peso molecular del gas, g

R = constante de los gases, 8.317×10^7 erg/mol

T = temperatura absoluta, $^{\circ}\text{K}$

l = longitud del tubo, cm

Para el caso de una tubería cilíndrica en la región de flujo molecular

$$1/C = 0.262 \frac{l}{d^3} \sqrt{M/T} \quad (d = \text{diámetro, cm})$$

Sustituyendo los valores para aire a 20°C ,

$$1/C = 0.0103 \frac{l}{r^3} \quad \text{seg/litro} \quad (r = \text{radio})$$

La importancia de estos cálculos puede ser vista por el cálculo de la velocidad efectiva de una bomba de difusión de 32 pulgadas a 10^{-6} torr. La bomba misma tiene una velocidad de 50,000 litros/seg, a esa presión. Esta es conectada por el equivalente de tubería de 10 pies de 36 pulgadas de diámetro. El valor de la función $\bar{p} d$ es de alrededor de $(36 \times 2.54 \times 10^{-6})$ o 9.1×10^{-5} torr-cm, e indica flujo molecular. Por conversión a centímetros nos queda:

$$1/C = 0.0103 \frac{l}{r^3} = 3.32 \times 10^{-5} \text{ seg/litro}$$

La velocidad efectiva del sistema puede ser computada a partir de:

$$1/S_E = \frac{1}{50,000} + 3.32 \times 10^{-5} \text{ seg/litro}$$

$$S_E = 18,000 \text{ litro/seg}$$

Esto muestra que aún con una conexión de tubería de diámetro interior, DI, mayor que el de la bomba, la velocidad efectiva es menor que la mitad de la velocidad de la bomba. Las pérdidas en la entrada de la bomba no han sido incluídas; esto disminuiría más la velocidad efectiva.

B. Balance de Masa

Las consideraciones del balance de masa de los procesos de alto vacío pueden parecerle extrañas al ingeniero químico que está acostumbrado a pensar en términos de libras o libras mol. Las unidades de masa comúnmente utilizadas en la literatura de alto vacío son el micrón-litro y el micrón-pie cúbico en USA, y el torr-litro o el micrón-metro cúbico en Europa. Un micrón-litro es una unidad de masa no una unidad de volumen, ya que ésta representa la masa de un litro (del gas en cuestión) a una presión de un micrón (un micrón = 0.001 mm de Hg abs) a temperatura ambiente (esto usualmente significa 26°C). Las unidades para el gasto o flujo tienen la forma, micrón-litro por segundo, micrón-pie cúbico por minuto, o micrón-metro cúbico por hora.

El uso de tales unidades como una medida de gasto o flujo permite una relación simple entre el flujo, presión, y velocidad volumétrica de desplazamiento. Entonces si la velocidad volumétrica de desplazamiento es medida en litros por segundo y la presión en micrones, el flujo de masa o gasto, medido en micrones-litro por segundo, es simplemente el producto de la velocidad volumétrica de desplazamiento y la presión. La velocidad volumétrica de des-

plazamiento es llamada "velocidad" (speed), de acuerdo con la fórmula

$$Q = S P \quad (8)$$

donde Q es el gasto o flujo, S la velocidad, y P es la presión.

Cuando se estudia el flujo de gas a estado estable a través de una tubería o una serie de tuberías y accesorios, el principio de balance de masa implica un flujo constante, Q. Si la presión en la boca de la bomba de vacío es conocida, y la velocidad de la bomba es dada a esta presión, el producto de estos dos factores da el flujo o gasto constante, el cual debe permanecer de esta manera en cada punto de la corriente de la bomba (con la ausencia de cualquier degaseamiento de las paredes de las líneas de flujo). Puesto que la presión debe ser más alta en la corriente ascendente para que el gas fluya, se sigue que la "velocidad" variará a lo largo de la longitud de la línea de flujo inversamente con la presión. La "velocidad" corresponde al producto en la conocida ecuación

$$W = \rho V A \quad (9)$$

donde W = velocidad de flujo de masa

ρ = densidad

V = velocidad

A = área

Las unidades de flujo y velocidad de uso en el campo de alto vacío, aunque ofrecen una forma simple de relación de estas variables con la presión, nos llevan a una gran confusión cuando intentamos escribir ecuaciones de balance de fuerza y balance de energía. El ingeniero químico ha resuelto las dificultades que surgen del uso simultáneo de la libra-fuerza y la libra-masa.

C. Flujo de Fluidos

Comparativamente poco trabajo experimental ha sido hecho en el flujo de gases a vacío. Aunque relaciones teóricas pueden ser derivadas para el flujo molecular y para el flujo viscoso, existen

pocos datos sobre el comportamiento de los gases en la región de transición del flujo viscoso al flujo molecular.

Fueron derivadas ecuaciones teóricas de flujo para la región de flujo molecular por Knudsen en el año de 1909. Estas ecuaciones para flujo molecular y la ley de Poiseuille para flujo laminar, fueron las bases para la computación de flujo a vacío hasta los últimos años de la segunda guerra mundial.

Cheng en colaboración con la National Research Corp. fue el primero que realizó pruebas exhaustivas para correlacionar caídas de presión a alto vacío con parámetros tales como longitud de tubería, diámetro de tubería, presión media del gas, y flujo o gasto del gas; el rango de presiones investigado cubre las regiones de flujo laminar, flujo molecular y la región de transición de flujo laminar a flujo molecular. Los datos de Cheng fueron correlacionados por una ecuación esencialmente de la forma de la ley de Poiseuille con un factor de corrección que tiene mayor importancia a presiones bajas. Esta ecuación se aplica en el rango completo de flujo laminar, por ejemplo, a número de Reynolds menor a 2,100, así como en la región de flujo molecular donde la trayectoria libre media es tan grande que las colisiones intermoleculares en el gas son muy poco frecuentes. Esta ecuación es:

$$Q = \frac{\pi g_c R^4}{164L} (P_i^2 - P_e^2) \left[1 + 4 \left(\frac{\pi}{2} \right)^{1/2} \left(\frac{2}{F} - 1 \right) \frac{-4}{P_m R (f_r g_c)^{1/2}} \right] \quad (10)$$

donde Q = flujo de gas, micrón-cm³/seg

g_c = constante numérica igual a la aceleración de la gravedad que tiene por dimensiones

masa-long./fuerza-tiempo² = 1.33 g masa/ micrón-seg²-cm

f = factor de reflexión molecular cuyo significado teórico consiste en el hecho de que es la fracción de todas las moléculas incidentes las cuales son "difusamente" reflejadas de una pared (las moléculas remanentes son reflejadas "especulativamente", por ejemplo, con ángulo de incidencia igual al ángulo de reflexión)

R = radio del tubo, cm

l = longitud del tubo, cm

f_i = densidad masa/presión, $\frac{g}{cm^3 \text{-micrón}}$

p_i = presión de entrada, micrones

p_e = presión de salida, micrones

p_m = presión media, micrones

γ = viscosidad a la presión atmosférica, poises

La ecuación (10) retrocede a la ley de Poiseuille a presiones suficientemente altas, donde el segundo término en el factor del paréntesis llega a ser despreciable comparado con la unidad. Tanto como la presión decrece y las colisiones moleculares son menos frecuentes, un perfil de velocidad de flujo es establecido -- donde el componente de velocidad delantero cerca de la pared, -- llega a tener un valor finito el cual se incrementa con presiones menores. La razón para esta condición es que a estas presiones muchas moléculas pueden fluir de la parte principal del flujo, donde la velocidad delantera es relativamente alta, a la pared, sin sufrir colisiones con las moléculas que tienen bajas velocidades delanteras. El flujo de gas bajo tales condiciones es llamado flujo de deslizamiento. Las presiones correspondientes a este tipo de flujo son tales que el segundo término del factor de "corrección" en la ecuación 10 es finito comparado con la unidad. A presiones más bajas donde la trayectoria libre media es -- considerablemente mayor que el radio de la tubería, el segundo -- término en el "factor de corrección" llega a ser un resultado dominante en la ecuación para flujo molecular

$$Q = (\pi/2)^{3/2} (2/f - 1) \frac{R^3 g_c}{f(f_i g_c)^{1/2}} (p_i - p_e) \quad (11)$$

Entonces tenemos una ecuación universal que se aplica a través -- del rango completo de alto vacío. En el ajuste de esta ecuación a los datos experimentales, fue descubierto que un factor de reflexión molecular f, igual a 0.84, representa mejor los datos pa

ra tubería de cobre y de vidrio. Un factor f igual a 0.9 da mejor concordancia con los datos obtenidos en tubos de hierro. Las ecuaciones de arriba no se aplican como tales a tuberías cortas u orificios, aunque son suficientemente exactas para tuberías que tienen una razón de longitud a diámetro mayor de 10.

Un conjunto de curvas basado en las ecuaciones anteriores es dado por Brown, el cual es útil para el cálculo del tamaño de la tubería, longitud de la tubería, y las presiones de entrada y salida son dadas. Estas curvas están dadas en la figura 1. La conductancia molecular C_m o U_m es leída de la serie de curvas " U_m para longitud". La razón de conductancia actual a conductancia molecular C/C_m o U/U_m , es leída de las curvas " U/U_m para una presión". La presión usada en esta lectura deberá ser p_m , la media aritmética de las presiones de entrada y salida. U o C (C es conductancia igual que U , en la figura la conductancia está con la letra U en lugar de C como se ha venido mencionando) puede ser ahora calculada de la ecuación

$$U = (U/U_m) U_m \quad (12)$$

y Q es determinada de

$$Q = (p_i - p_e) U \quad (13)$$

Para resolver el problema común donde la determinación de la presión de entrada y la caída de presión es requerida, dado el flujo, tamaño de la tubería, y presión de salida, una solución tediosa de prueba y error es necesaria cuando se usan estas curvas. La importancia de resolver tal problema puede ser apreciada cuando se considera la condición de que una bomba mecánica o de difusión de tamaño conocido, y por lo tanto de gasto o flujo conocido, es conectada al final de la tubería de tamaño y longitud conocidos. La presión de salida de la tubería es la presión de entrada de la bomba, y entonces se define el valor del flujo. En este caso conocemos el flujo, la presión de salida, y el diámetro de la tubería y estamos usualmente interesados en la caída de presión a través de la tubería y presión de entrada. Es impor

tante tener una solución directa para esta sección del problema, particularmente donde más de un tamaño de tubería es interpuesto entre una bomba dada y una cámara de vacío. Lawrence ha reescrito la ecuación (10) tal que una solución directa pueda ser obtenida en cada uno de los siguientes casos:

- Dada la presión de salida, flujo, diámetro de la tubería
Requiriéndose: caída de presión y presión de entrada
- Dada la presión de salida, presión de entrada, y flujo
Requiriéndose: diámetro de la tubería
- Dada la presión de salida, presión de salida, y diámetro de la tubería
Requiriéndose: flujo

Para el problema donde la presión de entrada, flujo, y diámetro de la tubería son dados, la ecuación de Lawrence puede conducir a un valor negativo o imaginario para la presión de salida, si las variables conocidas no son físicamente compatibles.

La ecuación de Lawrence es

$$P_i - P_e = \sqrt{P_{ea}^2 + W^2} - P_{ea} \quad (14)$$

donde
$$P_{ea} = P_e + A \frac{(2 - f) \ell}{f D} \quad (15)$$

y
$$W = \frac{B K_L \ell Q}{D^4} \quad (16)$$

La tabla I da los valores para las constantes A y B para aire y para vapor de agua para las unidades comúnmente usadas.

Para las razones de longitud a diámetro mayores a 10, K_L puede ser tomada igual a 1. Para tubos cortos de razón de longitud a diámetro menor de 10, el valor propio para K_L puede ser obtenido de las notas de Lawrence (Lawrence R.B., Vacuum Symposium --- Transactions, p. 55 Committee on Vacuum Techniques Inc., Boston - Mass., 1954). D en las ecuaciones anteriores es el diámetro de la tubería, K_L es una constante. Todos los otros símbolos tienen dadas sus definiciones junto a la ecuación (10). Para tubos cortos, además de la caída de presión así calculada, una tolerancia debe ser hecha para pérdidas en la entrada dada por la fórmula

la semiempírica

$$\zeta p_i = C Q/D^2 \quad (17)$$

donde C es una constante dada por la tabla I para aire y vapor de agua.

Debe señalarse que la ecuación de Lawrance y las curvas de -- Brown-Dinardo son verdaderas sólo a la temperatura ambien-- te.

D. Transferencia de Calor

El efecto de alto vacío en la transferencia de calor es mejor entendido a la luz de colisiones de baja densidad molecular y ba ja frecuencia intermolecular de colisión.

La transferencia de calor por radiación no es influenciada -- nor la presión excepto en casos raros donde la absorción de ca-- lor en el gas es importante. Bajo presión reducida, el efecto de tal absorción deberá ser reducido hasta llegar a ser desprecia-- ble, simplificandose así los cálculos de calor radiante. La im-- portancia relativa de transferencia de calor por radiación se ve incrementada en alto vacío.

La transferencia de calor por convección asume un menor grado de importancia en vacío. Puesto que la convección está definida como la transferencia de calor por el movimiento de un garn núme ro de moléculas en masa, este tipo de transferencia de calor no existe bajo condiciones de flujo molecular, donde las colisiones entre las moléculas individuales de gas ocurren raramente, y don de para la mayoría, las moléculas de gas viajando casi no se --- afectan por la presencia de otras moléculas.

En la región de flujo deslizante, la transferencia de calor - por convección es significativa sólo a una distancia a par-- tir de la fuente de calor, mayor que la trayectoria libre media. Con una distancia de una trayectoria libre media, justamente como en el flujo molecular, la transferencia de calor ocurre sólo-- mente por conducción molecular. Kyte, describe un método de ----

cálculo para la transferencia de calor en el flujo deslizante. -- La técnica empleada es esencialmente una solución de prueba y -- error donde una temperatura, t_a , es determinada a una distancia de una trayectoria libre media de la fuente de calor. La velocidad de flujo de calor a partir de la superficie caliente es calculada en base a la conducción molecular sobre una distancia de una trayectoria libre media. La velocidad de flujo de calor más allá de la distancia de una trayectoria libre media es calculada en base a la convección. El valor correcto de la temperatura t_a , es aquel que resulta en velocidades iguales de flujo de calor -- por conducción y por convección.

Bajo condiciones de flujo laminar, las ecuaciones de convec-- ción natural pueden ser usadas.

Las ecuaciones para esferas, aplicables cuando el producto -- del número de Prandtl está entre $10^{1.5}$ y 10^9 son las siguientes:

- Efecto despreciable de la conducción libre molecular

$$q = 2 \pi D k_{w,g} \frac{t_w - t_g}{1 - \frac{1}{1 + 5.01/(Gr/Pr)^{0.26}}} \quad (18)$$

- Efecto importante de la conducción libre molecular: (a) para transferencia de calor por convección,

$$q = 2 \pi D' k_{a,g} \frac{t_a - t_g}{1 - \frac{1}{1 + 5.01/(Gr/Pr)^{0.26}}} \quad (19)$$

- (b) para transferencia de calor por conducción molecular

$$q = \pi D^2 \lambda_{Pa} \sqrt{\frac{273.2}{T_a}} (t_w - t_a) \quad (20)$$

Para una solución correcta, una temperatura t_a debe ser esco-- gida para dar valores iguales de q cuando es calculada por las -- ecuaciones (19) y (20).

Se notará que las ecuaciones (18) y (19) son iguales excepto que la ecuación (19) está escrita para el diámetro equivalente --

$D' = D + 2\lambda_a$ en dicho punto la temperatura es t_a .

q = flujo de calor, unidades de calor por unidad de tiempo, Btu/hr

D = diámetro, pies

$k_{a,g}$ = Conductividad del gas a una temperatura $(t_a + t_g)/2$,
Btu/(hr)(ft)(°F)

$k_{w,g}$ = conductividad del gas a una temperatura $(t_w + t_g)/2$
 t_a = temperatura a una distancia de una trayectoria libre media de la pared, °F

t_g = temperatura del gas a una gran distancia de la pared, °F.

t_w = temperatura de la pared, °F

Gr = número de Grashof $(D^3 \rho^2 g_c / \mu^2)(\beta \Delta t)$

Pr = número de Prandtl (C_p/k)

D' = diámetro equivalente a una trayectoria libre media de la pared, pies

T_a = temperatura absoluta, °K

λ = conductividad libre molecular del gas a 0°C.,
Btu/(hr)(ft²)(°F)(micrón de Hg)

P = presión del gas, micrones

α = coeficiente de acomodamiento, igual a 0.90 para aire, 0.50 para helio y 0.95 para argón

λ_a = trayectoria libre media, pies

Aunque muy usual, la solución anterior para la transferencia de calor bajo condiciones de flujo deslizante y flujo molecular es muy tedioso, lo cual nos deja un incentivo definido para simplificación. La extensión de este tratamiento a otras formas geométricas y la eliminación de la solución por prueba y error son objetivo de investigación.

E. Transferencia de Masa

Con la reducción de la presión la trayectoria libre media crece mucho, y con esto la resistencia a la transferencia de masa -

debido a las colisiones intermoleculares es progresivamente disminuida. A presiones correspondientes a trayectorias libres media más grandes que las dimensiones del recipiente en cuestión, la resistencia de la fase gaseosa a la transferencia de masa es despreciable y el único factor limitante sobre la velocidad de movimiento del material es la velocidad de emisión de la interfase.

Los ejemplos de transferencia de masa bajo alto vacío son la destilación de componentes orgánicos térmicamente inestables, se cado congelado al vacío, secado de solución concentrada de café a vacío, purificación a vacío de metales fundidos, etc. El mecanismo de transferencia de masa en la concentración de jugos de - fruta puede ser adecuadamente descrito por las ecuaciones de --- Guillard-Sherwood, puesto que la trayectoria libre media es -- despreciable en relación a las dimensiones del recipiente a las presiones usadas. Estas ecuaciones muestran que el coeficiente de transferencia de masa es inversamente proporcional a la presión. Por extrapolación para presiones muy bajas deberá ser posible alcanzar una velocidad de transferencia de masa siempre en - aumento. Por supuesto, estas ecuaciones no toman en cuenta la li mitación de superficie para la transferencia de masa, la cual a bajas presiones puede ser el factor controlante. Bajo condiciones de flujo molecular la emisión de la superficie es el factor controlante, y la velocidad de transferencia de masa puede ser - completamente descrita por la ecuación de Knudsen o Langmuir para emisión de superficie derivada de la teoría cinética. Aquí la velocidad es independiente de la presión ambiente y es proporcional a la presión de vapor del material en cuestión.

$$dw/d\theta = k_1 A \quad (21)$$

$$k_1 = P_v \sqrt{M g_c / 2RT} \quad (22)$$

donde $dw/d\theta$ = velocidad de transferencia de masa, g/seg

k_1 = coeficiente de transferencia de masa g/seg-cm²

A = área de la superficie en cuestión, cm²

P_v = presión de vapor, micrones

R = constantes de los gases = 62.37×10^6 (micrones de hg)
(cm^3)/(g mol)($^{\circ}\text{K}$)

T = temperatura absoluta, $^{\circ}\text{K}$

M = peso molecular, g/g mol, de la sustancia emitida

g_c = constante, numéricamente igual a la aceleración de la gravedad cuyas dimensiones son

$$\frac{\text{masa-longitud}}{\text{fuerza-(tiempo)}^2} = 1.33 \frac{\text{g masa}}{(\text{micrón de Hg})(\text{seg}^2)(\text{cm})}$$

Las ecuaciones anteriores (21 y 22) dan la máxima velocidad de evaporación. Aunque evaluadas para muchas observaciones, estas ecuaciones a veces dan velocidades de evaporación tanto como cien veces mayores que los valores medidos. Esta desviación de la ecuación de Langmuir no está limitada a unos pocos sólidos o líquidos singulares. El mismo líquido que obedece la ecuación de Langmuir en una prueba, puede encontrarse que se desvía ampliamente de esta ecuación en otra prueba. Hickman (Hickman K. C. D. Ind. Eng. Chem., No. 46, 1954) ha probado que la ecuación de Langmuir será verdadera para todos los líquidos por él probados, incluyendo el agua, si la superficie de interfase es constantemente renovada, removiendo así las impurezas superficiales que retardan el tráfico a través de la interfase. Una superficie altamente emisiva llegará a ser inactiva tan pronto esté en un frasco de vidrio. Con el removimiento de las impurezas colectadas en la superficie por sobreflujo del líquido a un segundo frasco, la superficie llegará a ser activa otra vez.

La ecuación de Langmuir puede ser escrita

$$dW/dO = \alpha k_1 A \quad (23)$$

donde α es el coeficiente de emisión (también llamado coeficiente de acomodación). El coeficiente de emisión es una variable que adquiere valores entre cero y la unidad, dependiendo de la impureza de la superficie en exposición.

Los datos de transferencia de masa en la región de transición entre flujo molecular y flujo laminar han sido recientemente ---

calculados por Hooke (Cooke, N. E. Sc.D. thesis, Massachusetts - Institute of Technology, Cambridge Mass., 1955). En un estudio de sublimación de esferas de nafataleno, bajo vacío, él descubrió que los datos reunidos pueden ser correlacionados por un concepto de coeficiente "total" de transferencia de masa igual al recíproco de la suma de la resistencia en la fase gas y una resistencia correspondiente a la ecuación de Langmuir para la interfase. Un coeficiente de emisión o de acomodación de 0.10 se encontró que se ajustaba a los datos.

Para ilustrar este trabajo, la ecuación de transferencia de masa por sublimación de esferas a presiones cerca de la atmosférica es,

$$dW/d\theta = \frac{2 D_0 M A P_v}{R T P d_s} \left[1 + 0.30(Re_s)^{1/2}(Sc)^{1/3} \right] \quad (24)$$

Esta puede ser escrita como

$$dW/d\theta = k_2 A/P \quad (25)$$

y el principio de resistencias aditivas nos conduce a una ecuación aplicable sobre el rango completo de presión

$$dW/d\theta = \frac{\alpha k_1 A}{1 + \frac{k_1 P \alpha}{k_2}} \quad (26)$$

$$\text{donde } k_2 = \frac{2 D_0 M P_v}{R T d_s} \left[1 + 0.30(Re_s)^{1/2}(Sc)^{1/3} \right] \quad (27)$$

donde D_0 = difusividad de vapor a 0°C y una atmósfera X presión atmosférica, $\frac{(\text{micrones de Hg})(\text{cm}^2)}{\text{seg}}$

M = peso molecular, g/g mol

A = área, cm^2

P_v = presión de vapor, micrones de Hg

R = constante de los gases igual a $62.37 \times 10^6 (\text{micrón Hg})(\text{cm}^3)/(\text{g mol})(^\circ\text{K})$

T = temperatura absoluta, $^\circ\text{K}$

d_s = diámetro de la esfera, cm

- P = presión total del sistema, micrones
Re = número de Reynolds, $d_s V^p / \mu$
Sc = número de Schmidt, $\mu / \rho D$
 k_1 = coeficiente máximo de transferencia de masa para flujo molecular, g/seg-cm²
 α = coeficiente de emisión (o de acomodación)
 ρ = densidad, g/cm³
V = velocidad, cm/seg
 μ = viscosidad, g/cm-seg
D = difusividad

La inspección de la ecuación (26) revela que a bajas presiones, el segundo término del denominador desaparece, y la ecuación (26) se reduce a la ecuación (23). A altas presiones el segundo término en el denominador es dominante, y la ecuación se reduce a la ecuación (25). El gran obstáculo para progresar en el establecimiento de velocidades de transferencia de masa bajo vacío continuará siendo el coeficiente de emisión variable. Si el coeficiente de acomodación puede ser predecible o no, esto no será conocido hasta que se haga más investigación.

F. Equilibrio de Reacción

Por el mismo mecanismo que la alta presión puede ser usada para manejar una cierta reacción en la dirección de volumen molecular más pequeño, como por ejemplo en la síntesis de amoníaco a partir de hidrógeno y nitrógeno, el alta vacío es empleado para cambiar el equilibrio de reacción en la dirección de mayor volumen molar. Ejemplos de tales reacciones llevadas a cabo beneficiamente bajo vacío son: la reducción de impurezas de óxidos de cobre y níquel en metales de cobre y níquel respectivamente. La reducción de óxidos de hierro, titánio o aluminio por disociación a vacío es impráctica debido a las presiones parciales de oxígeno extremadamente bajas requeridas. Por ejemplo, la presión parcial de equilibrio de oxígeno sobre óxido de titánio a su punto de fusión (1750°C) es del orden de 10^{-3} mm de Hg, y para el alu-

minio a su punto de fusión, 10^{-50} mm de Hg. La presión parcial de equilibrio de monóxido de carbono sobre carbón y mezclas de óxidos es considerablemente más alta. La reducción de óxidos metálicos como impurezas en presencia de carbón es, por consiguiente, una práctica común de fusión a vacío para metales como aceros donde es permisible una concentración relativamente pequeña de carbón. La solubilidad del carbón en titanio fundido es muy alta, así que la fusión a vacío del titanio en presencia de carbón generalmente es evitada.

La reacción de titanio con carbón es utilizada, sin embargo, en la técnica de fusión a vacío para la microdeterminación de contenido de oxígeno en titanio. La conversión de titanio a carburo de titanio en presencia de un exceso de grafito es permisible mientras que todo el oxígeno en el fundido puede ser extraído como monóxido de carbono.

La reducción a vacío de óxidos de metales alcalinos y alcalinotérreos, ha probado una técnica muy útil, de la cual el proceso ferrosilicón de Pidgeon para la reducción de magnesio ha sido un ejemplo sobresaliente. Aunque este proceso no es corrientemente competitivo con la reducción electrolítica, el costo diferencial no es tan grande que el equipo de vacío mejorado y las técnicas de vacío no puedan variar el balance en favor de este proceso.

En este proceso, el metal libre el cual es más volátil que los otros componentes de reacción, es destilado a vacío y coleccionado en un condensador conveniente. Es necesaria una presión menor de 0.1 mm de Hg para prevenir la reoxidación excesiva del vapor del metal. El uso de vacío tiene la ventaja de disminuir el nivel de temperatura de reacción por algunos cientos de grados abajo de la necesaria a la presión atmosférica. Varios mejoramientos son previstos que pueden mejorar la factibilidad económica del proceso de reducción de vacío de Pidgeon, este proceso puede ser cambiado de proceso intermitente a proceso continuo. Esto puede ser alcanzado por introducción de la alimentación y remoción de productos de desperdicio a través de llaves

Tabla I. Valores para las constantes A y B para aire y vapor.

Unidades		Aire a 26°C.			Vapor de H ₂ O a 26°C			
p	Q	λ y D	A	B	C	A	B	C
micrón Hg.	micrón- litro/seg.	cm.	40.9	11.4	0.033	26.8	5.82	0.0257
micrón Hg.	micrón- litro/seg.	in.	16.1	0.694	0.0051	10.54	0.354	0.0039
micrón Hg.	micrón- litro/seg.	in.	16.1	0.327	0.0024	10.54	0.167	0.0018

Tabla II. Reducciones térmicas a vacío que han sido investigadas recientemente.

Metal	Reacción
Magnesio	$2(\text{MgO} \cdot \text{CaO}) + 1/6 \text{FeSi}_6 \xrightarrow[6 \text{ (0.005 a 0.5 mmHg)}]{1100 \text{ a } 1175^\circ} 2\text{Mg}\uparrow + 1/6 \text{Fe} + 2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$
Calcio	$3(\text{MgO} \cdot \text{CaO}) + 2\text{Al} \xrightarrow[2 \text{ (0.005 a 0.5 mmHg)}]{(1050 \text{ a } 1175^\circ)} 3\text{Mg}\uparrow + 3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$
Litio	$6\text{CaO} + 2\text{Al} \xrightarrow[2 \text{ (0.005 a 0.1 mmHg)}]{(1100 \text{ a } 1175^\circ)} 3\text{Ca}\uparrow + 3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$
Litio	$6\text{LiOH} + 4\text{Al} + 6\text{CaO} \xrightarrow[6 \text{ (0.005 a 0.1 mmHg)}]{(1100 \text{ a } 1175^\circ)} 6\text{Li}\uparrow + 2(3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3) + 3\text{H}_2$
Spodumeno	$\text{LiAl}(\text{SiO}_3)_2 + \text{Al} \xrightarrow[2 \text{ (0.005 a 0.1 mmHg)}]{(1100 \text{ a } 1150^\circ)} \text{Li}\uparrow + \text{silicato complejo}$
Bario	$4\text{BaO} + 2\text{Al} \xrightarrow[2 \text{ (0.1 mmHg)}]{(1050 \text{ a } 1200^\circ)} 3\text{Ba}\uparrow + \text{BaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$

de aire. Puesto que la presión de operación es de alrededor de 0.1 mm de Hg bombas impulsoras mecánicas de bajo mantenimiento pueden ser usadas. Estas bombas son mucho más baratas que las bombas mecánicas ordinarias de la misma capacidad a esta presión, y son completamente libres de los problemas asociados con el fluido de operación de los eyectores de chorro de vapor, eyectores de aceite, y bombas de difusión.

Ejemplos de reacciones de reducción que pueden ser llevados a cabo por el enfoque anterior son dados en la tabla II.

G. Destilación

Las presiones reducidas frecuentemente son usadas en los procesos de destilación para propósitos de disminución de la temperatura requerida. Esto frecuentemente es importante en la destilación de sustancias orgánicas que son térmicamente inestables y se descompondrían si hirvieran a presiones normales. Además de reducir la degradación térmica, las bajas temperaturas modifican frecuentemente la volatilidad relativa o el grado de separación involucrado.

Aquí el equilibrio vapor-líquido es usado como un criterio básico en el diseño de los métodos considerados. Las condiciones de equilibrio entre un vapor y un líquido son una condición dinámica en las que igual número de moléculas de cada especie entra y sale del líquido por unidad de tiempo. Langmuir derivó una expresión para la velocidad de este intercambio basada en consideraciones de la teoría cinética. El número de moléculas golpeando una unidad de superficie por unidad de tiempo para un gas perfecto es

$$n = \frac{P u}{4 R T} \quad (28)$$

donde P = presión

u = velocidad promedio de las moléculas

R = constante de la ley de los gases

T = temperatura

n = número de moléculas golpeando una unidad de superficie por unidad de tiempo

La velocidad promedio de las moléculas es

$$u = \sqrt{\frac{8RT}{\pi N}} \quad (29)$$

donde N = peso molecular

La masa m , golpeando una unidad de superficie por unidad de tiempo es

$$m = nN = P \sqrt{N/2\pi RT} \quad (30)$$

Langmuir ha investigado la fracción de moléculas que golpean una superficie y rebotan, y su resultado indicó que esencialmente todas las moléculas que golpean la superficie entrarán y no serán rebotadas. Suponiendo que ninguna es rebotada, la ecuación (29) puede ser usada para calcular la velocidad de evaporación de un líquido en equilibrio con su vapor. La misma relación ha sido -- usada para predecir la velocidad de evaporación de un líquido -- aun cuando el vapor no esté en equilibrio con su líquido. Esto puede ser cierto para el caso de no-equilibrio, pero existe indudablemente alguna interferencia de las moléculas del vapor con aquellas que están evaporándose, y el uso de la ecuación (30) para calcular la velocidad absoluta de evaporación probablemente dé resultados un poco bajos. La ecuación (30) será usada como base de estimación de la velocidad absoluta de evaporación de un líquido.

Una consideración de la ecuación (30) indica que la presión de vapor es el factor más importante en la determinación de la velocidad de evaporación. El peso molecular y la temperatura son de menor importancia. El mismo razonamiento que fue usado para desarrollar esta ecuación puede ser aplicado a cada componente de una mezcla, dando para el componente A,

$$m_A = P_A \sqrt{N_A/2\pi RT} \quad (31)$$

Es instructivo comparar esta velocidad absoluta de evapora---

ción con la velocidad de transferencia de masa obtenida en una destilación a presión atmosférica de benceno y tolueno. Suponga que la fase líquida es equimolecular en benceno y tolueno y que una burbuja de vapor de media pulgada de diámetro cambia 10% mol en composición en 0.1 segundos de contacto con el líquido. Esta composición del líquido corresponde a una temperatura de equilibrio de 92.4°C y una composición de vapor en equilibrio de 0.71 fracción mol de benceno. Por la ecuación (30) la velocidad de -- evaporación del benceno es

$$\begin{aligned} m_D &= 0.71(1)(1.01 \times 10^6) \sqrt{78/(2)(3.14)(8.316 \times 10^7)(365.4)} \\ &= 14.5 \text{ g/cm}^2\text{-seg} \\ &= 53.5 \text{ ton/pie}^2\text{-hora} \end{aligned}$$

Un cálculo similar para tolueno da 6.4 g/cm²-seg. En el experimento actual se supuso que el intercambio es equimolecular, y la velocidad de intercambio es

$$\begin{aligned} m' &= \left[(2.54/2)^3 (\pi/6) \right] \left[273/(22,400)(365.4) \right] (0.1/0.1) \\ &= 3.5 \times 10^{-5} \text{ g mol}/(\text{cm}^2)(\text{seg}) \\ &= 2.7 \times 10^{-3} \text{ g de benceno}/(\text{cm}^2)(\text{seg}) \\ &= 3.2 \times 10^{-3} \text{ g de tolueno}/(\text{cm}^2)(\text{seg}) \end{aligned}$$

Las velocidades actuales de transferencia de masa están más o menos a 0.03% de las velocidades teóricas de evaporación. Bajo las condiciones de transferencia de masa. Bajo las condiciones de transferencia de masa, los equilibrios vapor-líquido verdaderos no existen en la interfase debido a que las moléculas están dejando la fase líquida a una velocidad diferente a la que ellas están retornando. En el caso del benceno, más moléculas están sa liendo que las que están regresando, mientras que para el tolueno ocurre al contrario. En el caso apenas considerado, el removi miento neto de la interfase es tan pequeño en comparación con la velocidad de intercambio que el equilibrio debería ser cercanamente obtenido en la interfase. Si el removimiento neto es hecho un gran porcentaje de la velocidad de intercambio o equilibrio normal líquido-vapor no será obtenido. En el caso extremo todas las moléculas que se evaporan podrían ser removidas, y la veloci

dad relativa para dos componentes sería

$$m_A/m_B = p_A/p_B \sqrt{M_A/M_B} \quad (32)$$

Si un vapor en equilibrio fuera removido, la razón de los componentes sería p_A/p_B , y la velocidad de evaporación relativa diferiría por el término peso molecular. Por lo tanto, la composición de un vapor en equilibrio y la obtenida por removimiento de todas las moléculas que se evaporan será generalmente diferente a menos que los pesos moleculares sean los mismos. Sería posible en algunos casos separar mezclas azeotrópicas normales por la técnica de evaporación, mientras que otras mezclas que no dieran separación por este método podrían ser manejadas por vaporización en equilibrio. El azeótropo para el sistema etanol-agua daría por el método de evaporación un vapor de composición considerablemente diferente que la del líquido debido a la alta razón de pesos moleculares.

Sería posible obtener una composición de vapor en cualquier parte entre el vapor de equilibrio verdadero y el dado por la ecuación (32) por el ajuste de la velocidad relativa de removimiento neto a la velocidad de evaporación. Un sistema con una velocidad de removimiento neta igual a la velocidad de evaporación ha sido llamado "Destilación molecular" por Fawcett y una "Destilación de trayectoria no obstruida" por Hickman. Hickman ha usado el término "Destilación molecular" para sistemas que tienen una trayectoria libre media de moléculas de vapor comparable a la distancia entre las superficies de evaporación y condensación.

El ejemplo benceno-tolueno dió bajas velocidades de transferencia relativas a la velocidad absoluta de evaporación, debido a que el proceso de intercambio introduce resistencia difusional y a que el vapor se aproxima al equilibrio con lo que el líquido disminuye la velocidad neta de transferencia. Con el objeto de aproximarse a las condiciones de destilación molecular, es necesario incrementar la velocidad neta a la que las moléculas son removidas en relación a la velocidad a la que ellas se evaporan.

Esto puede ser logrado por el incremento de la velocidad de remo-
vimiento y el decremento de la velocidad de evaporación.

Para cualquier tipo de vaporización, la consideración general de las leyes de solución se aplican y pueden ser usadas para pre-
decir los resultados de la modificación de la fase líquida. En-
tonces será posible modificar la composición del vapor removido
en destilación molecular justamente como en la destilación azeo-
trópica o extractiva.

Destilación al vacío y con vapor

Para presiones abajo de 1 mm de Hg abs, la operación de desti-
lación puede ser llevada a cabo de una manera similar que a al-
tas presiones, y los problemas son relativos a reducir la caída
de presión para el flujo de vapor a través de un equipo conven-
cional. La caída de presión de los platos con burbujeadores pue-
de ser reducida al orden de 2 mm de Hg por plato, y unos platos
de espreado especial pueden dar caídas de presión tan bajas como
0.5 mm de Hg por plato. Con tales unidades contactantes es obvio
que aun unos pocos platos necesitarán una presión de destilador
de varios milímetros aún con un alto vacío en el condensador. --
Las torres empacadas pueden dar caídas de presión bajas, y pre-
siones del destilador del orden de 5 a 10 mm de Hg son obteni-
bles con tamaños de torre y velocidades de destilación razona-
bles. Sin embargo, debido al contacto pobre de vapor-líquido, --
ellos no son ampliamente usados en las operaciones de destila-
ción. El contacto es particularmente pobre en este caso debido a
la baja razón volumétrica de líquido a vapor.

Pueden ser obtenidas temperaturas de destilación más bajas --
por uso de vapor. En este caso el vapor usualmente no condensa -
en la torre, y los platos contienen solamente material orgánico
de alto punto de ebullición. El vapor actúa como un acarreador -
inerte que es fácilmente condensado y no tiene que pasar a tra-
vés de la bomba de vacío. En algunos casos el gradiente de tempe-
ratura en la torre de destilación puede ser tan grande que el va-

por se condensará en las secciones superiores, y deberá ser retirado. Si también se almacena mucha agua sobre un plato, puede interferir seriamente con la fraccionación; si el agua corre hacia la parte baja de la torre, se vaporizará en los platos inferiores y esta recirculación de vapor en la torre puede sobrecargar la unidad e interferirá seriamente con la fraccionación. Teóricamente es posible fraccionar un material con una presión de vapor muy baja por el uso de destilación con vapor de agua, pero el consumo de vapor se incrementa tanto como la presión del vapor sobre el componente disminuye. La reducción de la presión total reduce el consumo de vapor, pero si la presión de vapor del componente a la temperatura de destilación es menor que 0.1 mm de Hg, el consumo de vapor será excesivo para la mayoría de los casos. Los cálculos de rectificación para tales destilaciones pueden ser hechos de la manera usual plato a plato.

Los equilibrios vapor-líquido a presiones abajo de 1 mm de Hg no son muy diferentes de aquellas a altas presiones. La volatilidad relativa de un sistema binario puede ya sea aumentar o disminuir tanto como la presión es reducida. Por ejemplo en una mezcla de ácidos oléico y esteárico, el ácido oléico es el más volátil a temperaturas arriba de 110°C , mientras que abajo de esta temperatura es menos volátil. Para mezclas que obedecen la ley de Raoult la volatilidad relativa generalmente se incrementa tanto como la temperatura disminuye debido a que el constituyente menos volátil tiene el mayor calor latente resultando en un alto coeficiente de temperatura de presión de vapor.

Los cálculos de la separación son esperados como una razón de reflujo, y el número de platos teóricos para destilación al vacío son completamente análogos a aquellos para alta presión de operación. Los problemas de diseño difíciles son aquellos relacionados con la obtención de un contacto eficiente entre el líquido y el vapor con bajas caídas de presión disponibles.

Destilación molecular

Este tipo de operación ha sido aplicado a destilación de materiales que tienen muy bajas presiones de vapor a la máxima temperatura de operación. Las caídas de presión disponibles en tales casos serían demasiado bajas para obtener velocidades de producción prácticas en el equipo convencional, pero por la operación de la velocidad de destilación casi igual a la velocidad absoluta de evaporación de líquido, se pueden obtener capacidades razonables. El método más común de obtener las condiciones de destilación molecular es llevar la operación a alto vacío y poner la superficie condensante de tal manera que sea paralela a la superficie y que estén cercanamente próximas las dos superficies. El condensador es operado a una temperatura baja para limitar la re evaporación. Con el objeto de obtener velocidades absolutas de evaporación satisfactorias, ha sido hallado como una regla aproximada que la temperatura no debe ser menor de 100°C abajo de la temperatura a la cual la presión de vapor de la sustancia siendo evaporada es de 1 a 5 mm de Hg abs.

Aún con destilación molecular, las velocidades de evaporación obtenidas son bajas cuando la presión de vapor es menor que 0.01 mm de Hg abs. Por lo tanto para un material que tiene un peso molecular de 100 y una presión de vapor de 0.01 a 100°C , la velocidad absoluta de evaporación por la ecuación (30) será de sólo -- $0.02 \times 10^{-3} \text{ g}/(\text{cm}^2)(\text{seg})$. Esta es mucho más baja que la velocidad estimada para el intercambio normal líquido-vapor. Los polímeros de alto peso molecular tendrán bajas velocidades de evaporación sin tomar en cuenta el vacío.

Deberá ser posible obtener resultados similares a la destilación molecular a presiones totales más altas por un alto grado de turbulencia en el espacio entre el condensador y el líquido evaporándose con el objeto de obtener una transferencia de masa más rápida.

En el método de operación a alto vacío, es sugerido usualmente que la distancia entre el condensador y la superficie evaporante

deberá ser del orden de magnitud de la trayectoria libre media - de las moléculas en el vapor. Jeans dió la siguiente ecuación para la trayectoria libre media (T.L.M) de una molécula:

$$T.L.M. = 1/\sqrt{2\pi} d^2 f$$

donde T.L.M. = trayectoria libre media, cm

f = densidad molar = moléculas/cm³

= $1.75 \times 10^{19} (P/T)$ para un gas perfecto

d = diámetro de molécula, cm (como una regla aproximada use la raíz cúbica de $6/\pi$ veces el volumen del líquido por molécula)

P = presión absoluta, mm de Hg

T = temperatura absoluta, °R

Por tanto para un material que tenga un peso molecular de 500 y una densidad de líquido de 0.9, la trayectoria libre media a una presión de 10^{-3} mm de Hg y una temperatura de 400°F será

$$T.L.M. = \frac{1}{\sqrt{2\pi} [(1.75 \times 10^{19})(10^{-3}/860)]} \left[\frac{(500/0.9)6}{(6.06 \times 10^{23})\pi} \right]^{2/3}$$

$$= 0.77 \text{ cm}$$

Sin embargo, no parece ser necesario hacer la trayectoria libre media tan grande como la distancia entre el condensador y la superficie de evaporación para obtener las condiciones de destilación molecular. Brönsted y Hevesy obtuvieron separaciones de isótopos de mercurio que correspondían cercanamente a las velocidades de destilación molecular bajo condiciones donde el condensador fue separado de la superficie de mercurio en evaporación por una distancia de 100 veces la trayectoria libre media. Al destilar fracciones de petróleo Taylor halló que la velocidad de evaporación era independiente de la presión total sobre un rango correspondiente a las trayectorias libres media de 0.1 a 10 veces el espacio entre el condensador y la superficie de evaporación. Aquí también se halló que los residuos gaseosos no conden-

sables a presiones superiores a la presión de vapor del líquido siendo destilado no disminuyó materialmente la velocidad de destilación. El gas residual de alta presión puede causar una disminución apreciable de la velocidad.

El tipo más común de equipo de destilación molecular a vacío es la unidad de tubo vertical de película descendente, un diagrama esquemático es mostrado en la figura 2. El líquido a ser destilado es primero degaseado. Esto es esencial si se quieren evitar salpicaduras de líquido en la unidad de destilación. Este líquido fluye entonces hacia abajo en forma de película sobre el exterior del tubo interno el cual es calentado internamente. La superficie interna del tubo exterior es el condensador que puede ser enfriado por aire o por agua. Para una velocidad de destilación alta, el espacio entre las dos superficies debe ser relativamente pequeño, pero si las dos superficies están demasiado cercanas, cualquier gas no condensable liberado en el fondo del destilador tendrá dificultad para fluir hacia afuera de la unidad. Un espacio de 0.4 a 1.0 pulgadas parece ser el óptimo para una unidad de 2 a 4 pies de longitud.

En tal unidad de película descendente una molécula que se mueve del líquido evaporándose hacia el condensador se encontrará con varias resistencias: resistencia difusional del interior a la superficie del líquido, resistencia evaporacional, resistencia a la transferencia en el vapor, y resistencia en la condensación.

La resistencia a la condensación es pequeña, y la resistencia a la transferencia de vapor es hecha pequeña por el uso de baja presión y por el mantenimiento del condensador cercano a la superficie de evaporación. La velocidad de evaporación de las moléculas en la superficie es principalmente una función de la temperatura la cual debe ser mantenida tan alta como sea posible sin que exista degradación, térmica o burbujeo de líquido el cual arroja material no vaporizado sobre el condensador. En la mayoría de los casos, la velocidad limitante es la difusión en la fase líquida. Debido al gran tamaño de las moléculas y a la visco-

sidad del líquido, la velocidad de transferencia de masa es muy baja. La superficie exterior del líquido es agotada de las moléculas que se evaporan más rápidamente a una corta distancia del domo de la unidad, y la superficie tiene entonces una alta concentración de moléculas menos volátiles que la composición promedio del líquido. Esto reduce la velocidad de evaporación y el grado de separación obtenidos. Una pequeña cantidad de material de gran tamaño, esencialmente no volátil, en el líquido puede dar un serio bloqueo de la superficie. Debido a este efecto, el incremento en la longitud del aparato no da un incremento proporcional en la cantidad de evaporación. Por esta razón, las unidades de película descendente raramente son hechas de una altura mayor a 4 pies. Varios métodos pueden ser usados para reducir el efecto de este bloqueo de superficie: (1) varios dispositivos mecánicos han sido propuestos para causar el mezclado en la película descendente, (2) la velocidad de circulación del líquido puede ser incrementada, resultando en un porcentaje menor de evaporación al pasar a través de la unidad. Un alto porcentaje de evaporación puede ser obtenido ya sea por recirculación de líquido o por el uso de varias unidades en serie con mezclado entre cada unidad, (3) una velocidad alta de flujo de líquido puede ser usada para causar que la porción exterior de la película descendente esté en flujo turbulento en lugar de flujo laminar. Este tipo de operación, puede también necesitar recirculación u operación en serie para obtener un alto porcentaje de líquido destilado, (4) la unidad puede ser modificada de tal manera que tenga una mayor superficie. Por ejemplo, el tubo interno puede ser hecho cónico con la terminal pequeña en la parte superior. Así como el líquido fluye hacia abajo, así debe de aumentar el área, la cual presentará una superficie fresca para evaporación. Nickman ha desarrollado una unidad de platos de tipo de película delgada en la cual el líquido es alimentado en el centro y fluye a través del plato de película delgada debido a la fuerza centrífuga. El plato es calentado, y el condensador es puesto paralelo a él. Debido a la alta fuerza centrífuga, es posible obtener películas delgadas lo cual significa ---

gran área superficial por unidad de volumen de líquido, y el incremento del diámetro del plato requiere la formación de nueva superficie tanto como el líquido fluye hacia afuera. La unidad de platos de película delgada es efectiva para el propósito de aumento de velocidad de evaporación, aunque otros métodos parecen más simples para unidades de gran escala.

Además del mantenimiento de la temperatura a un nivel bajo, la destilación molecular mantiene sólo un pequeño volumen de líquido a la temperatura de evaporación y de ese modo reduce la descomposición térmica. El plato del tipo de película delgada del destilador es particularmente efectivo a este respecto debido a la película delgada obtenida.

La eficiencia térmica de una destilación molecular es baja. Fawcett ha dado un balance de calor de una unidad destiladora de trioleína a 240°C con el condensador a 25°C. Los datos son resumidos en la siguiente tabla:

Pre calentamiento del líquido	8%
Radiación	59%
Calor latente de evaporación	9%
Conducción	24%

Sólo el 17% del calor total es empleado útilmente, el otro 83% es perdido por transferencia de calor. La pérdida por radiación podría ser reducida un poco por el incremento de la temperatura del condensador, aunque esto podría reducir la efectividad de la destilación.

Otra desventaja para la destilación molecular es el hecho de que un sistema de rectificación efectivo no ha sido bien desarrollado. Las mayores separaciones de una destilación de etapa simple han sido obtenidas por destilaciones repetitivas, y ellas son tediosas y difíciles de hacer.

Schaffner, Bowman, y Coull han descrito una columna vertical de destilación de película descendente múltiple que puede ser empleada para fraccionación a vacío. La pared está hecha de seccio

nes cortas con secciones alternadas siendo calentadas y enfriadas. El condensador condensa sobre la sección enfriada y fluye hacia abajo a la sección calentada donde es parcialmente vaporizado, la acción es repetida sobre varias secciones sucesivas. -- Por esta serie de condensaciones y vaporizaciones parciales se -- obtiene un enriquecimiento del vapor en el componente más volátil. Debido a que el vapor debe fluir entre las secciones, la -- destilación molecular no es posible. Tal unidad es muy sensitiva a las condiciones de operación, y el calor añadido o removido de las secciones sucesivas debe estar bien balanceado o el vapor -- condensará todo o el líquido vaporizará todo. Debido a los cambios de temperatura durante la destilación, los suministros de -- calor necesitarán reajustes frecuentemente con el fin de obtener una operación óptima.

Las presiones muy bajas involucradas casi imposibilitan un -- contacto efectivo similar al obtenido en una rectificación normal. Parece que el uso de altas presiones con alto grado de turbulencia para obtener la velocidad de destilación necesaria a -- las bajas temperaturas involucradas ofrece mejores posibilidades para la rectificación que el uso del alto vacío. Por el uso de -- un gas de peso molecular bajo, tal como hidrógeno, para mantener la presión es posible obtener altas velocidades de transferencia con un grado moderado de turbulencia de gas.

Debido al alto costo de la unidad de producto destilado, el -- uso de la destilación molecular ha sido limitado en su aplicación a la separación de materiales relativamente costosos que -- son sensitivos a la descomposición térmica.

4.

EQUIPO DE ALTO VACIO

Casi todos los sistemas de alto vacío que se usan actualmente emplean bombas mecánicas en el rango desde la presión atmosférica hasta 10^{-2} mm de Hg y aún presiones más bajas.

Los problemas de diseño del ingeniero de vacío son muchos y muy variados, dependiendo del proceso y de las presiones involucradas. Con los métodos actuales de construcción y con las velocidades de bombeo disponibles para gases condensables y no condensables no parece haber límite en el tamaño de los sistemas a vacío.

A. Bombas de Alto Vacío

Según muestra la figura 3, estas bombas tienen unas características de bombeo parejas, desde la presión atmosférica hasta 10^{-1} mm de Hg, a partir de este punto sus características caen agudamente, mostrando una mínima presión obtenible de 10^{-3} mm de Hg. Esta presión mínima obtenible está limitada aparentemente -- por productos de descomposición de aceite llevados desde la descarga al lado de entrada. La bomba de aspa deslizante es caracterizada por su costo de fabricación relativamente bajo y por su operación estable y libre de vibración.

Las consideraciones de diseño mecánico limitan estas ventajas para capacidades de bombeo superiores a 50 cfm (pies cúbicos por minuto). Capacidades arriba de ésta son manejadas generalmente -- por bombas mecánicas de pistón rotatorio. Estas también emplean un sello de aceite, pero no un sello deslizante.

En la bomba de pistón rotatorio, el elemento de bombeo, llamado pistón, es de sección transversal circular y tiene montado sobre él un brazo vertical con un orificio lateral. El brazo hueco se ajusta dentro del émbolo deslizante. El brazo se mueve hacia arriba y hacia abajo mientras que el pistón se mueve a lo largo de la pared de la envoltura circular, manejado por un montaje ex céntrico interno montado sobre una flecha. El pistón fuerza al -

aire u otro gas a ir a lo largo de la pared de la envoltura hacia una compuerta guía o válvula de pluma con movimiento vertical, hacia el separador, y de ahí a la atmósfera o a un recipiente. Por este movimiento un vacío es creado en el otro lado del pistón, para esto más aire o gas del espacio a ser evacuado es admitido a través de la compuerta en el hueco deslizante. Este aire en turno es atrapado, comprimido, y descargado. Además la bomba simple, la cual tiene un pistón, es de fácil manejo. Existen bombas que tienen dos pistones, cada uno con su deslizador (muesca) vertical hueco, y corren por dos excéntricos sobre la misma flecha aunque 180° aparte. Una pared separa las cámaras de trabajo, aunque ambas cámaras tienen aberturas de succión y descarga que convergen en conexiones de tubería comunes. Una pequeña cantidad de aceite sellante que al mismo tiempo que lubrica, está siempre presente en la bomba. Un exceso de aceite es descargado junto con el aire pasa a través de un separador, donde cualquier líquido condensado es removido; el aceite limpio es usado otra vez.

La bomba de vacío está hecha en capacidades de 10 a 700 pies cúbicos de aire por minuto y produce un vacío de 2 a 10 micrones (0.002 a 0.010 mm) de Hg.

La bomba de alto vacío Stokes está hecha en cinco tamaños: de 225, 100, 50, 28, y 10 pies cúbicos por minuto de capacidad. Esta es del tipo de émbolo rotatorio. Los gases entran a través de un brazo hueco vertical y pasan por una cámara que tiene un recipiente con aceite. El aceite es constantemente elevado dentro de la bomba por vacío, y entregado al recipiente, de donde este fluye hacia un clarificador centrífugo de alta velocidad construido en el interior, el cual remueve el agua condensada y regresa el aceite limpio a la bomba.

La bomba de alto vacío Beach-Russ es una bomba seca con aspas deslizantes. En una carcaza ligeramente elíptica rota un elemento sobre una flecha la cual está puesta excéntricamente con respecto a la carcaza. El elemento tiene ranuras dentro de las cuales encajan cuatro hojas, para las bombas en serie, cada par de

hojas opuestas forman juntas un sistema recto y rígido, así que el elemento rotatorio lleva dos válvulas deslizantes, en ángulo recto una de otra. Así como el rotor gira, los espacios son formados los cuales crecen tanto como las hojas pasan la succión de entrada, y disminuyen tanto como ellas se acercan a la compuerta de descarga, hasta justo antes de oponer la compuerta. - La figura 4 hará esto claro. El aceite es admitido en la bomba, de tal manera que exista siempre una película sellante de aceite entre la hoja y la carcasa. Las unidades de etapa simple (- una etapa) mantienen un vacío de 5 mm de Hg abs. La bomba pequeña tiene una capacidad de 8 pies cúbicos por minuto de aire, y bombearán un recipiente de 8 pies cúbicos desde la presión atmosférica hasta llegar a baja presión en 2 minutos. Bajo condiciones propias, una presión absoluta de 2.5 micrones puede ser alcanzada en 20 minutos.

En algunas aplicaciones críticas, muy pequeñas cantidades de vapor de aceite que pueden emigrar de las bombas mecánicas con sello de aceite dentro del sistema de alto vacío pueden ser objetables. En estos casos, las bombas de adsorción son algunas veces usadas para bombear desde la presión atmosférica hasta 10^{-2} mm de Hg abs. Estas bombas consisten de un adsorbente contenido en un dedal metálico, que está sumergido en nitrógeno líquido. Tales bombas sólo han sido usadas en sistemas de laboratorio debido a la necesidad de nitrógeno líquido que los hace muy caros y de uso difícil. Además estas bombas exhiben defectos de saturación después de que han manejado una cantidad relativamente pequeña de gas.

Los sopladores de tipo de raíz (bombas de lóbulos) son frecuentemente usados en conjunto con bombas mecánicas con sello de aceite. Estos sopladores consisten de dos lóbulos que están en contra-rotación, cada uno de los lóbulos con una sección transversal parecida a un ocho. Las características importantes distinguibles -cuando se comparan los sopladores del tipo de raíz a una bomba mecánica convencional- son la ausencia de aceite en el soplador y el hecho de que el soplador opera a altas -

velocidades sin válvulas. La mayor aplicación de estos sopladores ha sido en series de operación con bombas mecánicas con sello de aceite que descargan a la atmósfera. Las características de bombeo de tal combinación son mostradas en la figura 3.

Puesto que los sopladores de raíz están disponibles en capacidades desde menos de 100 pies cúbicos por minuto (cfm) hasta --- 12,000 cfm, puede verse que estas bombas frecuentemente son la --- correcta elección para diseño cuando grandes capacidades de bombeo son requeridas en el rango desde unos pocos mm de Hg hasta --- 10^{-2} mm de Hg.

Una aplicación reciente para las bombas de raíz ha surgido de la necesidad de evacuar cámaras con volúmenes extraordinariamente grandes en periodos cortos de tiempo. Aquí un número de sopladores de tipo de raíz son usados en paralelo durante la evacuación inicial cuando el requerimiento de potencia es relativamente pequeño debido a la pequeña diferencial de presión a través --- de los sopladores. Como la presión en la cámara siendo evacuada disminuye, los sopladores son gradualmente retirados dentro de --- la serie de operación para limitar la caída de presión a través de cada máquina, y entonces la descarga del soplador es manejada por una bomba rotatoria con sello de aceite.

La bomba turbomolecular (figura 5) siempre es usada en serie con otra bomba. Esta bomba es básicamente un compresor de flujo axial diseñado para operación en el rango de flujo molecular. --- Sus características de bombeo son también mostradas en la figura 3. Esta ofrece la ventaja de un rango de operación muy amplio, --- baja presión final, y operación muy limpia debido a que ésta no usa fluidos sellantes o de trabajo, en cuanto a eso ella sólo --- usa evaporación metálica. Las mayores desventajas de esta máquina son el alto costo y los problemas de mantenimiento de alta velocidad de la maquinaria rotatoria.

Así como las bombas rotatorias con sello de aceite dominan el campo de la presión de 10^{-2} mm de Hg. Las bombas de difusión de aceite son usadas más frecuentemente en los rangos de baja presión. El principio de operación de la bomba de difusión de acei-

te es mostrado en la figura 6. Consiste de un hervidor calentado eléctricamente donde un líquido orgánico de alto punto de ebullición es vaporizado dentro de un depósito vertical el cual alimenta a dos o más boquillas anulares. El vapor viaja a través de las boquillas a velocidades sónicas o mayores y descarga en el espacio entre el depósito y la pared. Las paredes son enfriadas con aire o con agua con lo que se condensa el vapor y el condensado regresa al hervidor. El bombeo toma lugar como moléculas de gas, viajando dentro de los chorros de vapor por movimiento térmico azaroso, chocando con las moléculas de vapor orgánico y están dando un componente de velocidad en la dirección de la corriente de vapor. Debido a que la presión en el gas es muy baja, y con lo cual la trayectoria libre media es muy grande, la acción de bombeo es un poco diferente a la de un eyector. La diferencia está en que la presión en la corriente de vapor puede ser de varios órdenes de magnitud mayor que la presión en el gas justamente arriba o abajo del chorro. Las moléculas de gas viajando en la corriente de vapor en forma errática son atrapadas a través de la acción de condiciones intermoleculares dentro del chorro. Así como el vapor condensa sobre la pared, el gas atrapado es desviado corriente abajo del chorro de vapor donde puede ser bombeado por otro chorro de vapor.

La acción de bombeo de un chorro dado es mantenida mientras que la sobre presión, por ejemplo, la presión corriente abajo, es más baja que la requerida para pasar a través de la cortina de vapor. Esta sobrepresión máxima es mayor que el espacio más pequeño entre la boquilla del chorro y la pared de la carcasa, y la dirección de flujo de vapor más cercano se aproxima al eje de la bomba. Por otro lado, la velocidad de arrastre de gas máxima, puesto que depende de la velocidad de colisión de moléculas de gas con la corriente de vapor, es proporcional al área de admittancia del chorro y a la presión del gas. Se sigue, por consiguiente, que para una presión dada de hervidor, un chorro de alta velocidad es de baja tolerancia de sobrepresión, y un chorro de alta sobrepresión es de baja velocidad de bombeo. El uso de -

varios chorros de velocidades progresivamente menores, pero aumentando continuamente a sobrepresiones máximas mayores, nos dá una bomba con alta velocidad en la primera etapa y una alta sobrepresión en la etapa final.

Aunque termodinámicamente la bomba de difusión es altamente ineficiente, puede alcanzar una velocidad tan alta como 40 a 45% de la bomba ideal, la cual puede bombear todas las moléculas que entran a la boca de la bomba por movimiento cinético al azar. Las dificultades con el mal funcionamiento del fluido de bombeo en conexión con el eyector de vapor, también se aplican a la bomba de difusión. Los aceites de silicones que son menos susceptibles a descomposición química están ahora ganando un mayor uso como fluidos en las bombas de difusión.

Existen dos tipos de bombas de difusión: (a) la llamada bomba de difusión, que opera a una presión de hervidor de 0.5 a 1 mm de Hg y es capaz de alcanzar presiones en el rango de 10^{-6} mm de Hg; y (b) la bomba de difusión impulsora (booster), la cual tiene una presión de hervidor de 3 a 6 mm de Hg y tiene una presión final de aproximadamente 10^{-4} mm de Hg. La diferencia en las características de funcionamiento de estos dos tipos de bombas de difusión está ilustrada en la figura 7.

En la mayoría de las aplicaciones más de un tipo de bomba de vacío es usado. Por ejemplo, una bomba mecánica de vacío podría ser usada junto con un eyector de aceite y una bomba de difusión. En tales casos es necesario adoptar un arreglo de válvulas de tal manera que cada bomba pueda ser abierta directamente al sistema de vacío. Por este método es posible evacuar el sistema a abajo de 2 mm de Hg únicamente con la bomba mecánica, durante ese tiempo el eyector y la bomba de difusión están sin carga y son mantenidos bajo vacío por medio de una pequeña bomba mecánica de mantenimiento. En el rango de 2 mm de Hg a 0.50 mm de Hg el eyector es abierto a la cámara de vacío y la bomba mecánica es usada para apoyo del eyector en serie. Abajo de 0.50 mm de Hg la bomba de difusión puede ser abierta al sistema de vacío y el eyector y la bomba mecánica son usados para apoyar a la bomba de

difusión en serie.

Ha sido desarrollado un tipo especial de eyectores de aceite como bombas de vacío que pueden ser usados sobre un amplio rango de vacío requerido, desde 0.01 mm de Hg a algunos mm de Hg de -- presión. Están construidos en todos los tamaños, desde pequeños modelos de laboratorio hasta unidades industriales de gran tamaño. El eyector de aceite está usualmente apoyado por una bomba -- mecánica, aunque también puede estar apoyado por eyectores de -- chorro de vapor de tres etapas.

El eyector de aceite depende para su acción de una ráfaga de vapor de aceite dirigida desde la boquilla de la cual sale hacia un tubo difusor, no diferente a la acción del vapor de agua en -- el eyector de chorro de vapor descrita en otro capítulo.

El principio de esta bomba puede ser ilustrado por medio del dibujo que se muestra en la figura 8. La unidad consiste de un -- tubo difusor enfriado con agua, aquí un tubo vertical, converge (hacia abajo) con una brida grande (11 pulgadas de diámetro -- externo). El tubo difusor corre dentro del condensador horizon-- tal con una brida de sobrepresión (7.5 pulgadas de diámetro exter-- no) a la derecha (sólo parcialmente visible). En el condensador, el vapor de aceite licúa y pasa, por gravedad, al hervidor de aba-- jo, el anterior es el recipiente cilíndrico horizontal que está sobre el piso. En el hervidor, el aceite es vaporizado por calor de una resistencia eléctrica; son desarrolladas presiones en el rango de 6.8 a 9.5 pulgadas de aceite en esta unidad. La ráfaga de vapor de aceite viaja hacia arriba a través de un elevador -- vertical y regresa para alcanzar una boquilla (no visible en la figura) la cual la libera a la cámara de vapor a la entrada del difusor. El vapor de alta velocidad arrastra vapores y gases que vienen del proceso a través de la conexión de tubería en la brida de once pulgadas. Después de viajar a través del tubo difu--- sor, el vapor de aceite condensa a líquido, como ya se dijo, -- en el condensador. Los condensables se mezclan o disuelven en el aceite, mientras los no condensables son removidos por la bomba de apoyo cuya línea de succión está unida a la brida del conden--

sador de 7.5 pulgadas.

La tubería de diámetro pequeño que está alrededor del difusor y condensador es un serpentín con agua fría de enfriamiento. El eyector de aceite es operado junto con una bomba como bomba de apoyo. La bomba mecánica permite un rápido bombeo desde la presión atmosférica hacia bajas presiones y de esas bajas presiones con el eyector de aceite se pasa a alto vacío.

El gran mérito del eyector de aceite es que no tiene partes en movimiento. Además provee un costo de operación extremadamente bajo donde grandes volúmenes de gas son continuamente manejados y el vacío a ser mantenido está en el rango de 1 a 100 micrones de Hg.

La bomba de difusión difiere del eyector de aceite en que su vapor es entregado a la boquilla a presiones de menos de 2 mm de Hg (= una pulgada de aceite) y se expande lateralmente dejando la boquilla hasta que la frontera entre el vapor y el gas sobre el lado de alto vacío es tan nebulosa que las moléculas de gas se pueden difundir de la región de alto vacío a la parte moviéndose hacia adelante del chorro de vapor antes de ser arrastradas en la corriente de vapor. En otras palabras la trayectoria libre media de las moléculas del gas a través del vapor es más grande que la distancia entre la boquilla y la carcaza, hasta que la molécula de gas ha penetrado el chorro de vapor divergente en una posición enfrente del plano de la salida de la boquilla.

Las bombas de aspersión de iones están ganando popularidad rápidamente a pesar de su alto precio. La acción de bombeo es una combinación de ionización y aspersión de titanio metal. El principio de operación está ilustrado en la figura 9. Estas bombas están disponibles en capacidades desde unos pocos litros por segundo hasta algunos miles de litros por segundo. Algunas de sus ventajas sobresalientes son la habilidad para operar en sistemas estáticos sin una bomba de apoyo una vez que una presión de 10^{-9} mm de Hg ha sido alcanzada y la ausencia de cualquier fluido de trabajo que tenga presión de vapor apreciable. Las desventajas son el costo de compra relativamente alto comparado con las bom-

bas de difusión, la necesidad de un fuerte campo magnético, y su vida limitada a altas presiones.

Todo lo que se ha discutido sobre las bombas hasta aquí, está basado en el principio de un volumen de bombeo conectado al volumen de trabajo a través de una compuerta. En algunos casos, los requerimientos de velocidad de bombeo de un proceso llegan a ser tan altos que el área de compuerta suficiente no puede ser dada en el recipiente de proceso. Esto es verdad, por ejemplo, en el caso de reactores termonucleares, donde sería deseable tener la pared entera de la cámara sirviendo como una bomba. Este requerimiento, acoplado con el incremento de disponibilidad de aparatos de refrigeración para temperaturas abajo de 100°K ha llevado al uso, al menos en pequeña escala, de bombeo criogénico.

En este proceso de bombeo, la superficie que sirve como una bomba es enfriada a temperatura suficientemente baja que una gran porción de las moléculas de gas que colisionan con ella son inmovilizadas. La fracción inmovilizada (probabilidad de golpeo) depende no sólo de la naturaleza del gas, sino también de la naturaleza de la superficie. Este factor ha conducido a experimentos recientes combinando las características de bombeo criogénico con aquellas de bombeo por aspersion. Una película de metal activo, tal como titanio, puede ser evaporada de un filamento caliente sobre las paredes de una cámara estén frías. Usando esta aproximación básica, velocidades de bombeo mayores de 1,000,000 litros por segundo han sido obtenidas con las superficies de bombeo a temperaturas de nitrógeno líquido (77°K).

Las combinaciones de bombas de difusión y bombeo criogénico han sido usadas exitosamente, puesto que cada método de bombeo tiene una tendencia a ser más eficiente que otros para ciertos gases.

A continuación se da una tabla con las características, rango de operación, y capacidad de los diferentes tipos de bombas.

BOMBAS DE VACIO			
Tipo	Capacidad	Rango de operación mm de Hg	Notas
Mecánicas de aspa rotatoria	2 a 50 cfm	760 a 10^{-3}	Bombas pequeñas más -- ampliamente usadas pa ra vacíos medianos
Mecánicas de pistón rotatorio	10 a 1,200 cfm	760 a 10^{-3}	Bombas grandes más -- ampliamente usadas pa vacíos medianos
Soplador de raíz	80 a 12,000 cfm	15 a 10^{-3}	Pueden ser usados --- arriba de la presión atmosférica bajo algu nas condiciones
Adsorción criogénica	menos de 10 cfm	760 a 10^{-2}	Para sistemas peque-- ños donde extrema lim pieza es importante
Eyector de vapor	hasta 30,000 litros/seg	760 a 10^{-3}	Para grandes capacida des cuando está dispo nible vapor
Eyector de aceite	de 300 a 16,000 litros/seg	de 0.5 a 0.005	Para fusión a vacío; impregnación
Difusión de aceite	de 60 a 50,000 litros/seg	de 10^{-2} a 10^{-12}	Son las más ampliamen te usads en alto vac-- cío
Difusión de mercurio	de 60 a 30,000 litros/seg	de 10^{-2} a 10^{-12}	Usada en donde la es-- tabilidad del fluído de bombeo es necesaa-- ria

De aspiración de iones	de 0.2 a 10,000 litros/ seg	de 10^{-2} a 10^{-9}	Especialmente efectiva para gases activos
Turbomolecular	de 140 a 4,000 litros/seg	de 10^{-2} a 10^{-10}	Bomba mecánica de alta velocidad sin sello de aceite
Criogénica	Limitada sólo por el área superficial del condensador	760 a 10^{-12}	El rango más económico de 10^{-6} mm de Hg a ultra alto vacío

B. Construcción de Equipo, Materiales y Accesorios

Con los métodos actuales de construcción y con las velocidades de bombeo disponibles para gases condensables y no condensables - parece no haber límite en el tamaño de los sistemas a vacío que - pueden ser construidos.

Los problemas de infiltración (fugas de aire hacia el interior de sistemas de vacío) usualmente caen dentro de dos categorías: (a) pequeños sistemas sellados son comunes en la industria electrónica en donde presiones abajo de 10^{-7} mm de Hg deben ser mantenidas por años. Si cualquier infiltración o degaseamiento ocurre, alguna forma de "bomba" debe ser incluida en el espacio evacuado para reaccionar con el oxígeno y aire (Ng, Ba, etc., estas sustancias reaccionan con el oxígeno que pueda entrar). En la mayoría - de los procesos una cierta cantidad de no condensables por infiltración, degaseamiento, o formación de gas o vapor puede ser tolerada, si la velocidad de bombeo adecuada es proveída. La filtración de aire dentro de los equipos a vacío puede expresarse como la velocidad de fuga o aumento de presión, por ejemplo, en micrones pies cúbicos por hora o en micrones por hora. En el estudio - de los materiales de construcción, ladrillos, etc., desde el punto de vista de degaseamiento es algunas veces más conveniente com

parar los productos en términos del tiempo constante para un aumento conocido de presión después del sellado del sistema.

A presiones abajo de un mm de Hg son usualmente requeridas - válvulas especiales debido a problemas de filtración. A presiones bajas las válvulas comúnmente llamadas válvulas sin empaque son usadas. Un diseño un poco más simple involucra el uso de -- ejes con empaque del tipo deslizante. También se debe poner una considerable atención al diseño de los sellos de las válvulas; la impedancia introducida al flujo del gas debe ser mantenida - en un mínimo.

Las flechas rotatorias pueden ser introducidas en un sistema de vacío de diferentes maneras. Esto se puede ver en la figura 10. El uso de fuelles flexibles, por ejemplo, ofrece un medio - interesante de transmisión limitada de movimiento con cero filtración. Varios métodos de diseño de sellos de flechas de bombeo propio y bombeo externo han sido desarrollados para uso a - altas velocidades, los cuales permiten la transmisión de grandes cantidades de potencia dentro de cualquier sistema a vacío, sin tomar en cuenta las especificaciones de presión o de filtración.

El flujo de gases y vapores a presiones abajo de un milímetro debe ser especialmente considerado. Datos adecuados de ingeniería están ahora disponibles, para permitir el diseño de equipo de cualquier tamaño, pero para computar la industria química ha fallado en muchos casos al realizar los problemas fundamentales involucrados. Es práctica común encontrar una combinación - de la ecuación de Fanning y la gráfica de fricción para números de Reynolds arriba de 2,100, o la ley de Poiseuille para números de Reynolds abajo de 1,000. En el rango del micrón, sin embargo, la ley de Poiseuille no se aplica, y la viscosidad efectiva debe ser menor de 1% de la viscosidad del gas.

Los sistemas de alto vacío deben ser construidos con materiales de baja presión de vapor y bajas razones de permeabilidad - para gases atmosféricos. Estos requerimientos no sólo se aplican a temperatura ambiente sino también a la máxima temperatura

a la que ellos estarán sujetos.

El vidrio ha sido tradicionalmente usado para sistemas a vacío de laboratorio. Puede ser unido con relativa poca dificultad; su transparencia es de gran ayuda para ver su limpieza. Pero sufre dos dificultades importantes: permeabilidad relativamente alta al helio y un límite máximo de temperatura de seguridad en el rango de 400 a 500°C.

El vidrio Pyrex (corning 7740) a 101°C tiene un factor de permeabilidad k de 9.1×10^{-11} , k está definida como el volumen de gas en cm^3 a la temperatura y presión estándar que pasará a través de un cm^2 de material de un mm de espesor, con un diferencial de presión de 10 mm de Hg. A 492°C, k se incrementa a 8.4×10^{-9} .

La importancia de este factor en la tecnología de ultra alto vacío puede ser realizada por la consideración de un sistema de vidrio de laboratorio con un área superficial de $15,000 \text{ cm}^2$, paredes de 8 mm de espesor, a 101°C. Si consideramos sólo helio en la atmósfera, a una presión parcial de 5×10^{-3} mm de Hg, gases atmosféricos entrarán al sistema a una velocidad de $3.42 \times 10^{-10} \text{ cm}^3$ estándar por segundo. Si la velocidad de bombeo disponible de vacío en el sistema es 10 litros por segundo, la permeabilidad sólo del helio no permitirá presiones abajo de 2.6×10^{-11} mm de Hg. Y la presión será mayor debido a que muchas otras cargas de gas deben ser consideradas.

Las paredes de metal no permiten penetración medible de helio. Aunque otros gases, tales como hidrógeno, hacen tener altas constantes de penetración en metales, la velocidad del helio es una consideración particularmente importante porque este no puede ser bombeado por bombas criogénicas a arriba de 4°K.

Las presiones de vapor de los materiales deben ser también consideradas en el diseño de un sistema a vacío. A temperatura ambiente, las presiones de vapor de metales, cerámicas, y vidrio son generalmente despreciables. Sin embargo, en el diseño de hornos al vacío este factor es una importante consideración. Las temperaturas (°C) para una presión de vapor de 10^{-3} mm de Hg es

tán listadas abajo para varios metales:

Cadmio	221
Zinc	290
Plomo	627
Plata	922
Aluminio	1,082
Cromo	1,267
Hierro	1,332
Carbón	2,247
Molibdeno	2,377
Tántalo	2,807
Tungsteno	3,007

La operación de un sistema a temperaturas correspondientes a presiones de vapor cercanas a la presión del sistema puede resultar en una pérdida significativa de metal en el cubrimiento - de aisladores con películas de metal evaporado.

La cantidad evaporada puede ser calculada de la ecuación de Langmuir:

$$W = 0.0585 P \sqrt{M/T} \text{ g/(cm}^2\text{)(seg)} \quad (33)$$

donde P es la presión de vapor en mm de Hg, M el peso molecular, T la temperatura absoluta en $^{\circ}\text{K}$.

Una mayor carga de gas en un sistema de alto vacío se obtiene por desorción de las superficies del sistema. Las capas de material adsorbido, tal como vapor de agua, se forman cuando los materiales son expuestos a las condiciones ambientales. Cuando estos materiales son subsecuentemente puestos en una cámara de alto vacío, las capas se desorben. De esto resulta una gran carga volumétrica de gas, debido a que las capas son removidas a una baja presión y, consecuentemente, baja densidad. La velocidad de desorción es:

$$- dN_a/dt = \frac{N_a}{t_o} e^{-E/RT} \quad (34)$$

donde t_o = periodo de oscilación termal de la molécula adsorbi-

da, aproximadamente 10^{-13} seg; N_a = número de moléculas en la fase adsorbida; E = energía de activación de desorción; R = constante de los gases; T = temperatura absoluta de la superficie -- ($^{\circ}\text{K}$). Para adsorción física, E está generalmente en el rango de 1 a 10 kcal. Para gases adsorbidos químicamente, los valores están generalmente en la región de 20 a 40 kcal.

La selección de válvulas de vacío para un problema específico de diseño es mucho más crítica de lo que en un principio se pueda creer. Las cuatro regiones de aplicación para válvulas de vacío son: (a) la región de vacío ligero de 760 a 10^{-3} mm de Hg; - (b) la región de alto vacío de 10^{-3} a 10^{-6} mm de Hg; (c) la región de muy alto vacío de 10^{-6} a 10^{-9} mm de Hg; y (d) la región de ultra alto vacío de 10^{-9} mm de Hg en adelante.

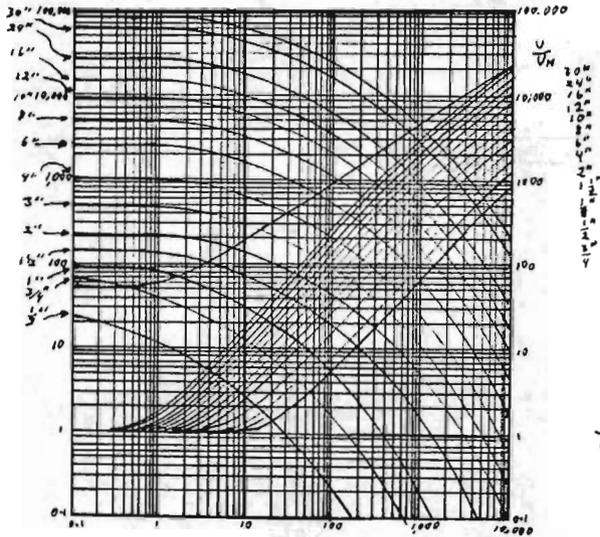
Al ser establecido el rango de operación en el que la válvula va a ser usada, la dirección o direcciones críticas de salida de gases deben ser establecidas. En otras palabras, es suficiente que la válvula operador sea de máxima impermeabilidad, o es importante la infiltración de aire a través del asiento de la válvula? La velocidad de operación, habilidad de operar contra la presión atmosférica, conductancia, habilidad de resistir altas y bajas temperaturas, y la facilidad de mantenimiento son algunas de las consideraciones que deben entrar en la selección de válvulas que operen con vacío.

La región de vacío ligero puede ser manejada con válvulas similares a las usadas en aplicaciones sin vacío. Los sellos anulares de las válvulas de vástago son generalmente satisfactorios. Las válvulas de globo y compuerta son frecuentemente usadas en esta región de presión.

La región de alto vacío requiere una válvula de diseño especial. Los dos diseños más frecuentemente usados son la válvula de ángulo y la válvula de compuerta o de desplazamiento. Sellos simples o dobles se pueden usar sobre el vástago. En el caso de un anillo doble, un vacío ligero entre los dos anillos minimiza la infiltración hacia adentro de la válvula de gases exteriores.

Las válvulas de compuerta o de desplazamiento de 4, 6, y 10 - pulgadas se usan en la región de alto vacío debido a su alta con ductancia y a su pequeño tamaño en comparación con las válvulas de ángulo. Aunque las válvulas de compuerta y las válvulas de án gulo están limitadas en su operación a presiones de 10^{-7} mm de - Hg, recientes materiales mejorados han hecho posible que éstas - operen en la región de 10^{-9} mm de Hg. La válvula de disco bascu lante, propuesta para el mismo servicio que la válvula de desli zamiento, rota el disco 90° para abrir la línea, en lugar de re tirarse a un compartimiento externo como lo hace la válvula de - deslizamiento.

En la actualidad existen pocas válvulas satisfactorias para - la región de ultra alto vacío. Esta aplicación requiere alta con ductancia, habilidad para soportar temperaturas superiores a --- 150°C , y el uso de materiales con una presión de vapor desprecia ble a las temperaturas de operación. Una válvula metálica opera da manualmente, ha sido probada satisfactoriamente para tamaños superiores a 2 pulgadas. Algunos tamaños experimentales están -- disponibles en tamaños mayores.



Para 190" de tubo
de 6" a 12 micrones
 $U = \frac{U}{VH} \times VH = 4.4 \times 130 =$
 $= 572 \frac{\text{micrones ft}^3/\text{min}}{\text{micron } \Delta P}$
Presión en $\frac{1}{4}$ de Hg
longitud en 2 microns
Pulgadas.

VH para una longitud
(velocidad en flujo molar)

VH en $\frac{\text{micron ft}^3/\text{min}}{\text{micron } \Delta P}$

$\frac{U}{VH}$ en $\frac{\text{micron ft}^3/\text{min}}{\text{micron } \Delta P}$

Fig. 1. Curvas de Brown-DiNardo y de Sherwood para caídas de presión a través de tuberías.

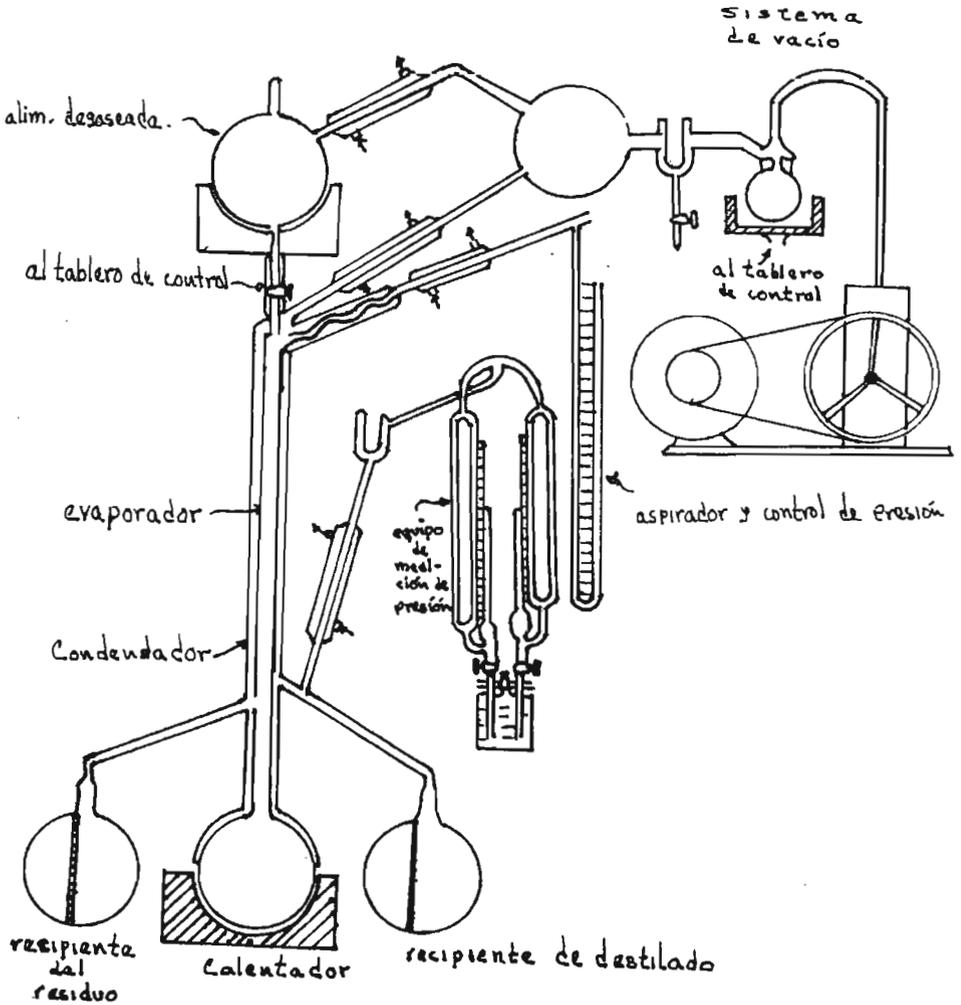


Figura 2. Diagrama de la unidad de película descendente

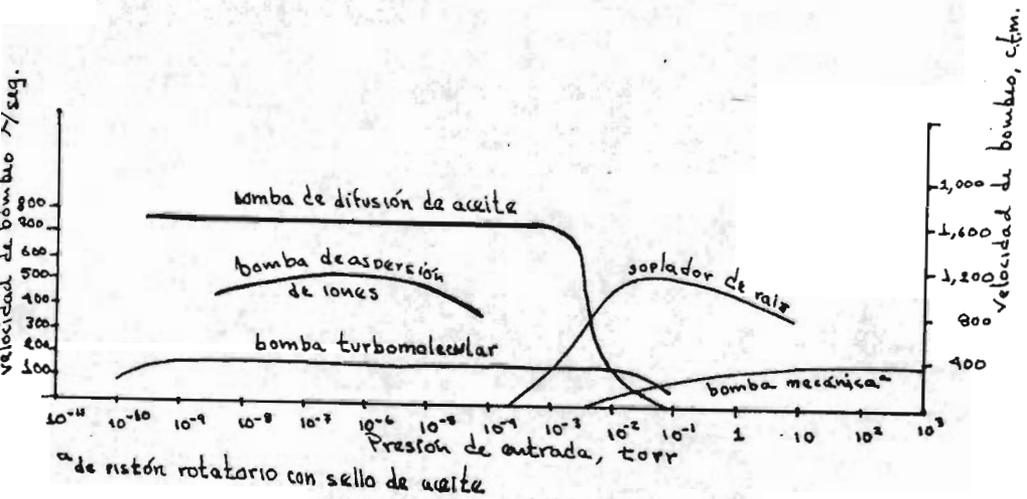


Fig. 3. Características de bombeo y rangos de operación de las bombas de vacío.

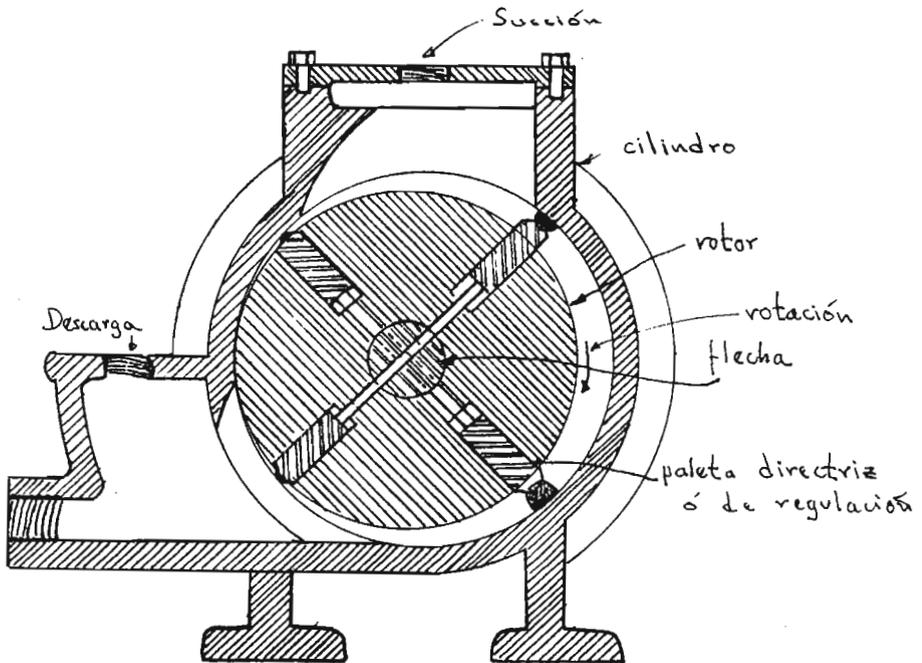


Fig. 4. Una vista transversal de la bomba de alto vacío Beach-Russ de aspa deslizante, del tipo SS, de etapa simple con cuatro paletas directrices.

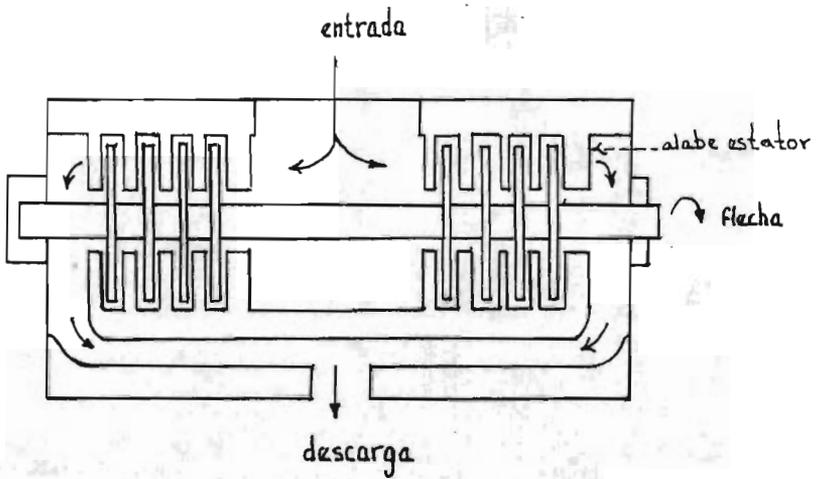


Fig. 5. Bomba turbomolecular

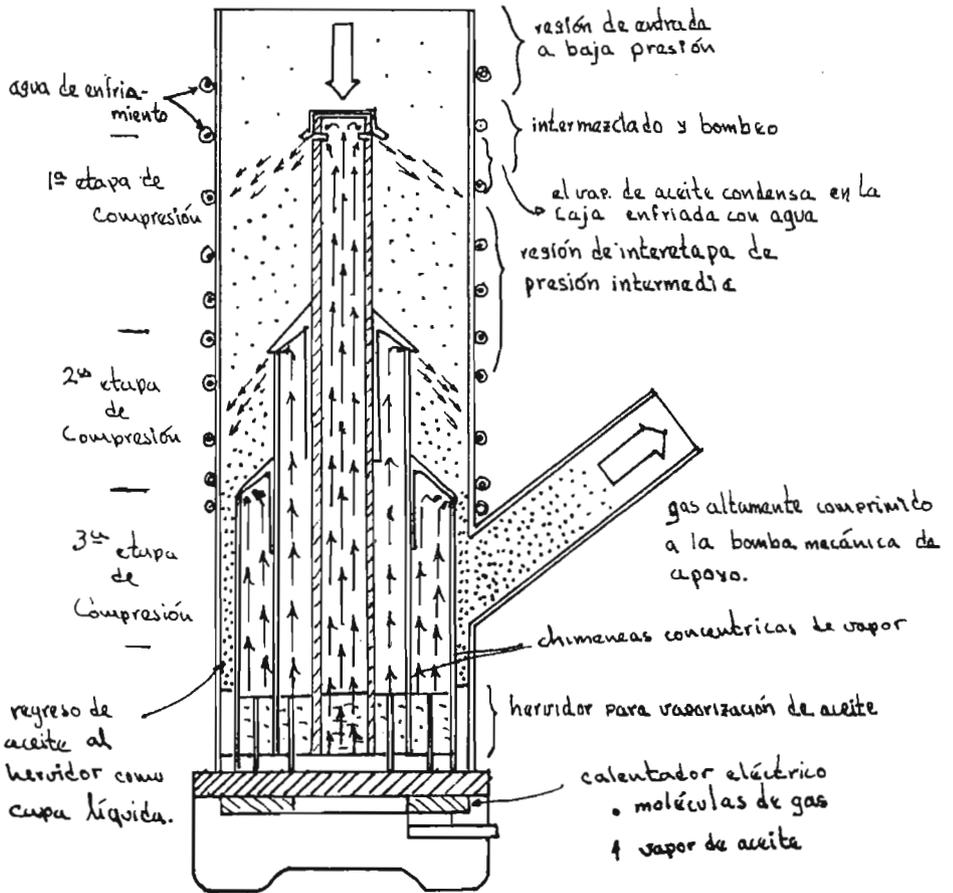


Fig. 6. Bomba de difusión.

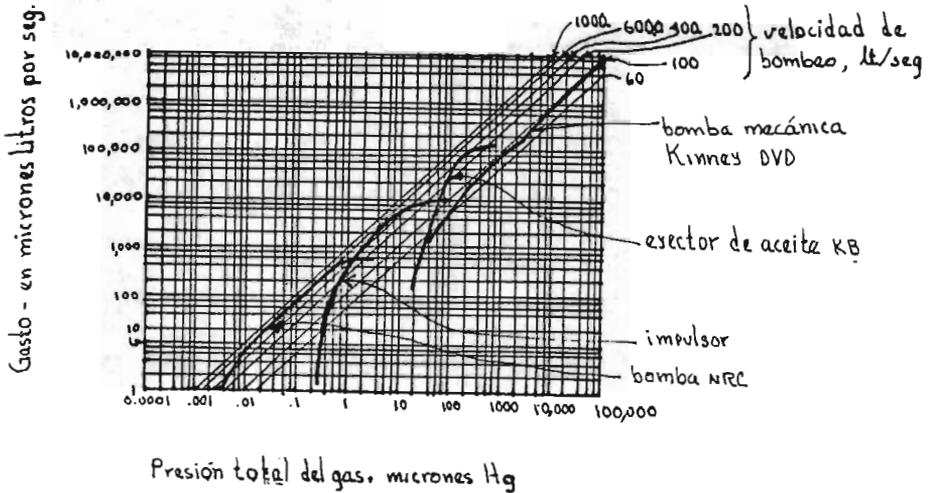


Fig. 7. Gasto contra características de presión de varios tipos de bombas de vacío.

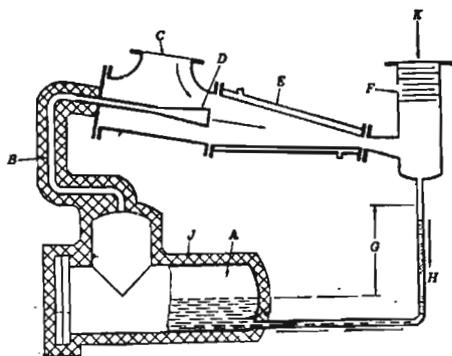
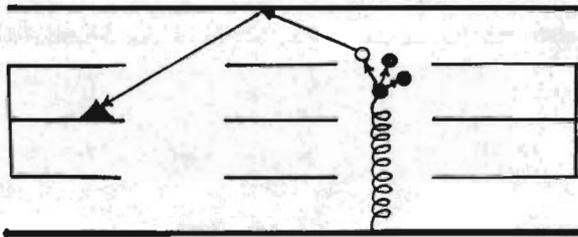


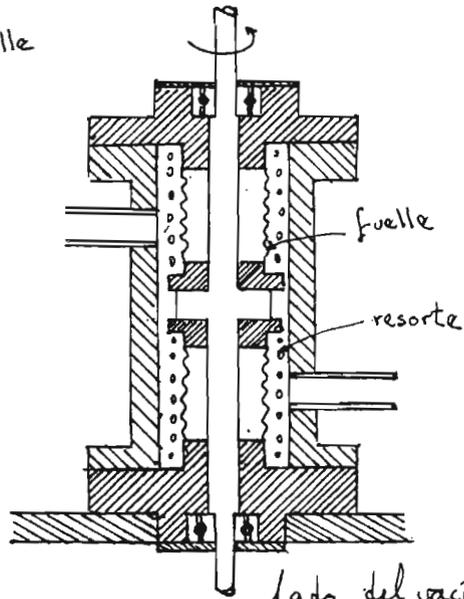
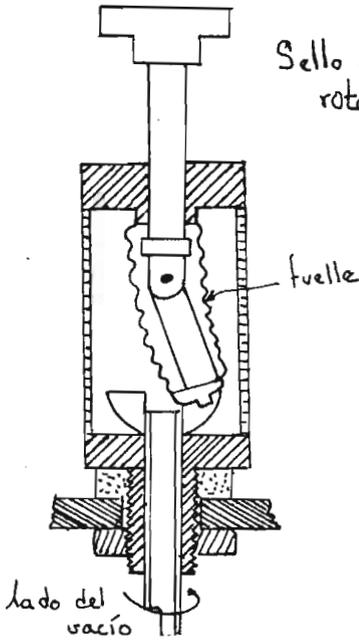
Fig. 8. Esquema transversal mostrando el principio del eyector de aceite. A, hervidor; C, entrada de vapores del proceso; D, boquilla para el vapor de aceite; E, difusor enfriado con agua; K, conexión al lado de succión de la bomba de apoyo; F, deflectores para retener caídas de presión; H, regreso de aceite líquido al hervidor; G, cabeza de trabajo; B, lado de elevación de vapor de aceite de alta velocidad.



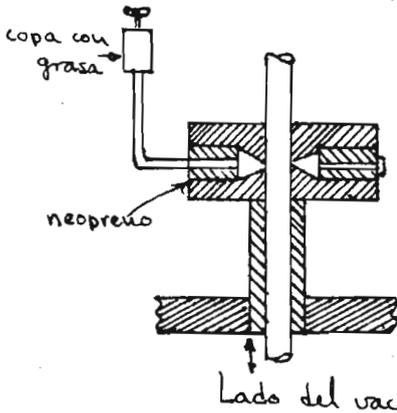
- = Electrones
- = Ión gas
- ▲ = Molécula de titanio

Fig. 9. Bomba de aspersión de iones. La espiral de iones en -- campo magnético, ioniza el gas a ser bombeado. El ion gas esparce titanio, creando una superficie fresca de bombeo químico.

Sello con fuelle rotatorio



Sello de vacío de tipo fuelle con flecha rotatoria



Sello deslizante de tipo grasoso

Fig. 10. Tres métodos básicos que pueden ser usados en el diseño de flechas impermeables de vacío.

CAPITULO III

**CARACTERISTICAS DE DISEÑO, DESARROLLO
Y TEORIA DE LOS SISTEMAS DE VACIO**

1. INTRODUCCION

Esta discusión está limitada a una breve revisión de los orígenes de la técnica de alto vacío, sus contribuciones en la solución de problemas de naturaleza fundamental, especialmente en física, y una discusión del significado desde un punto de vista puramente científico de investigaciones a presiones extremadamente bajas.

A. Desarrollos Científicos Basados en la Técnica del Alto Vacío

Mientras que la forma inicial del tubo de rayos X de cátodo caliente fué diseñado para un máximo de 100 Kv., subsecuentes desarrollos de tubos y generadores de alto voltaje hicieron posible el incremento del rango de operación, y en el presente un equipo de 2,000 Kv está disponible para usos en trabajos terapéuticos y en la inspección de objetos metálicos muy grandes.

Otros dispositivos, el desarrollo de los cuales ha sido posible por medio de la técnica de alto vacío, son el microscopio electrónico y aceleradores de partículas de alta energía tales como el ciclotrón, betatrón y sincrotrón. Las contribuciones que han sido hechas por medio del ciclotrón para el conocimiento del núcleo han sido publicadas ampliamente. Los mecanismos desarrollados recientemente con los cuales será posible acelerar electrones a 500,000 Kv o aún más nos serán de gran utilidad para un conocimiento profundo de las estructuras nucleares y origen de los rayos cósmicos.

La determinación exacta de las masas nucleares por medio del espectrómetro de masas -otro diseño de vacío- nos ha dado datos fundamentales para la verificación de la ley de Einstein de masa-energía. Las aplicaciones más recientes de este mecanismo en análisis de gas y como detector de fugas ha sido probado en la técnica de vacío, y se probará que es más útil en investigaciones puramente científicas y tecnológicas.

Es muy interesante para quien ha estado ocupado en este campo,

ver la aplicación tan amplia con la que el vacío ha sido recibido en diferentes campos de física, química y metalurgia.

Los medidores para la medición han recibido también considerable atención y están disponibles para el investigador, así como para el ingeniero de producción. En el laboratorio de investigación un sistema de alto vacío consistente de una bomba rotatoria de aceite y medidores, es el equipo esencial para investigaciones variando un alto rango de problemas tales como emisiones termiónicas y fotoeléctricas, descargas eléctricas con gases de baja presión, solubilidades de gases en metales, vidrio, y otros sólidos, determinación de cantidad y composición de gases adsorbidos y absorbidos por materiales usados en aparatos de vacío, y reacciones químicas a bajas presiones incluyendo las características de las velocidades de vaporización.

Es absolutamente esencial en la investigación de emisión de electrones que las superficies estén tan libres tanto como sea posible de gases adsorbidos. Además, es necesario en el caso de mecanismos electrónicos el evitar efectos debido a las colisiones entre los electrones y moléculas de gas. Esto significa que las presiones usadas deben ser tan bajas que la trayectoria libre media para electrones o moléculas sea grande comparada con la distancia desde cualquier superficie a cualquier otra.

De hecho, este es el criterio por medio del cual distinguimos el rango de presiones designado como altos vacíos del rango de altas presiones. A través de las investigaciones de Gaede, Ahnudsen, Langmuir, Clausing, y otros hemos aprendido a ver cuáles son las leyes que gobiernan el comportamiento de los gases a éstas bajas presiones. Algunas de estas conclusiones las cuales han sido deducidas de la teoría cinética de los gases son revisadas brevemente a continuación.

B. Comportamiento de los Gases a Baja Presión

En el rango de presiones normales (de 760 a \pm 100 mm. de Hg) - los coeficientes de conductividad térmica y de viscosidad de gases, son independientes de la presión, debido a que la energía y-

el momentum son transferidos de una superficie a otra adyacente a ella, por medio de colisiones entre las moléculas.

De acuerdo con la teoría cinética de los gases, el coeficiente de viscosidad, η , y el de conductividad térmica, λ , están dados por la relación

$$\eta = 0.5fvL \quad (1)$$

y la relación

$$\lambda = \epsilon c_v f vL \quad (2)$$

donde f = densidad, v = velocidad promedio de las moléculas, ϵ = constante, c_v = calor específico por unidad de masa a volumen constante y L = trayectoria libre media

Además, se tienen las relaciones

$$v = 14,551 \sqrt{T/M} \quad \text{cm/seg} \quad (3)$$

donde T = temperatura absoluta en grados Kelvin, y M = peso molecular en gramos y

$$L = \frac{1}{2\sqrt{n} \delta^2} \quad (4)$$

δ es el diámetro molecular en cm, n = número de moléculas por centímetro cúbico. Puesto que n varía linealmente con f , se sigue que, a temperatura constante L varía inversamente a f , y por consiguiente η y λ deberán ser independientes de la presión a temperatura constante. La ecuación (1) puede ser escrita de la forma

$$L = 8,589 \eta / p \sqrt{T/M} \quad \text{cm} \quad (5)$$

donde p = presión en micrones. Para aire a 25°C , $\eta = 1.845 \times 10^{-4}$ poise, y consecuentemente $L = 5.09/p$ cm.

Las ecuaciones (1) y (2) pueden ser aplicadas solamente a altas presiones, esto es, a presiones para las cuales d/L es mayor que 100 donde d denota la distancia sobre la cual la transferencia de momentum y de calor ocurren. A bajas presiones, las moléculas viajan de una superficie a otra adyacente a ella sin sufrir colisiones. Este rango de presiones es por lo tanto designado como "flujo libre molecular" y puede ser caracterizado por el criterio de que la razón d/L es aproximadamente igual o menos que la unidad. Nosotros designaremos ésta como la región de altos vacíos

o presiones extremadamente bajas. En este rango de presiones las velocidades de transferencia de momentum y energía variarán linealmente con la presión y éste hecho ha sido por consiguiente -- aplicado al desarrollo de un número de diseños de medidores de ba ja presión.

Podemos considerar brevemente algunas relaciones que han sido deducidas de la teoría cinética de los gases y son de gran importancia en las investigaciones de alto vacío.

A bajas presiones la velocidad con que las moléculas golpean la superficie está dada por la relación:

$$\nu = \frac{1}{4} (nv), \text{ moléculas cm}^2 \text{ seg}^{-1} \quad (6)$$

la cual puede ser expresada en la forma

$$\nu = 3.513 \times 10^{19} p / \sqrt{MT} \quad (7)$$

donde p = presión en micrones.

Para nitrógeno a 25° C,

$$\nu = 3.84 \times 10^{17} p, \text{ moléculas cm}^{-2} \text{ seg}^{-1}$$

Puesto que el número de moléculas N_s , requeridas para formar una capa de espesor una molécula (monocapa) es de alrededor de -- $18 \times 10^{14} \text{ cm}^{-2}$, se sigue que el tiempo t_0 , requerido para formar una monocapa, considerando que cada molécula condensa sobre la su perficie, es

$$t_0 = N_s / \nu = 2 \times 10^{-3} / p \text{ seg}$$

donde p = 10^{-3} micrones, t_0 es alrededor de 2 seg.

Estas relaciones son de importancia, como es mostrado por L. - Anker en la determinación de la velocidad de contaminación de una superficie limpia en un alto vacío. Actualmente, no todas las moléculas que inciden sobre una superficie se unen. Ahí hay una -- constante de reevaporación que se incrementa con la temperatura y como lo mostró Langmuir, la fracción de la superficie cubierta en equilibrio, θ , a cualquier presión p, es dada por la relación de la forma

$$\theta = bp / (1 + bp) \quad (8)$$

donde b es una constante que es proporcional a la "vida" de las mo léculas adsorbidas sobre la superficie.

la ecuación (6) también da la velocidad a la cual las moléculas se evaporan de una superficie a muy bajas presiones de gases residuales. De esta ecuación se sigue que la velocidad de evaporación está dada por la ecuación,

$$G = 5.833 \times 10^{-5} p \sqrt{M/T} \text{ gramos cm}^{-2} \text{ seg}^{-1} \quad (9)$$

Para vapores orgánicos como fue puntualizado por Hickman el valor de M/T es aproximadamente la unidad. Por lo que, el valor de G es alrededor de $0.6 p$ (gramos / metro cuadrado segundo) esto es a $p = 1.0$ micrón, la velocidad máxima teórica de evaporación es 0.6 gramos / metros cuadrados segundo, o de alrededor de 4.7 libras / metro cuadrado hora.

Finalmente existe una diferencia entre la velocidad de flujo de gases a presiones normales y velocidades de flujo a bajas presiones.

Para el rango completo de presiones la velocidad de flujo de gas a través de un tubo cilíndrico puede ser expresada por la relación

$$Q/(p_2 - p_1) = (0.1472 a/L_a + Z) \times (30.48a^3/l) \sqrt{T/M}$$

donde Q = micrón litros por segundo.

$p_2 - p_1$ = diferencia en las presiones en las dos terminales del tubo, micrones.

a = radio

= longitud del tubo, cm

L_a = trayectoria libre media a la presión promedio,

$$p_a = 0.5 (p_2 + p_1)$$

$$= ap_a/L_1$$

L_1 = trayectoria libre media a un micrón, cm.

Z = función de a/L_a la cual se incrementa a partir del valor 0.81 para a/L_a mayor que 100 hasta 1.0 para a/L_a menor o igual que 0.1

Si graficamos $\log.Q$ contra $\log.p_a$, la pendiente tendrá el valor de 1.0 y el valor de 2.0 para bajas y altas presiones respectivamente, con una transición de 1.0 a 2.0 en el rango desde a/L_a

igual a 100 hasta a/L_a igual 1.0 En el rango más bajo de presiones, Q varía linealmente con $(p_2 - p_1)$; en el rango de presiones más altas, Q varía con el producto $(p_2 - p_1) p_a$.

2.

DISEÑO DE SISTEMAS DE ALTO VACIO

Si uno compara los problemas del moderno ingeniero de vacío -- con los del técnico de vacío antigua, es aparente que a pesar de la introducción de nuevos equipos, materiales, técnicas, y procesos los problemas de vacío permanecen básicamente sin cambio. El reciente incremento por algunos órdenes de magnitud en el tamaño de sistemas evacuados y en la velocidad de las bombas usadas en su evacuación han, sin embargo, traído algunos cambios de importancia en el ataque de los diferentes problemas. Donde sistemas pequeños de baja velocidad son envueltos, por ejemplo, los problemas de obtención de bajas velocidades de fuga (infiltración), degaseado, y evolución de gas son de importancia primordial, mientras que el problema de proveer una conductancia de línea de vacío adecuada puede ser usualmente resuelto por la observación de la simple regla de que todas las líneas de vacío deberán de ser tan cortas como sea posible y de un diámetro práctico tan grande como sea posible. Con sistemas grandes de alta velocidad, por otro lado frecuentemente velocidades de fuga, de gaseado, y evolución de gas pueden ser toleradas, aunque ninguna regla simple es adecuada para asegurar la muy alta conductancia de línea de vacío que es necesaria si una alta velocidad efectiva de evacuación está por realizarse. Con los nuevos sistemas de bombeo de alta velocidad ha sido hayado por consiguiente que es necesario encontrar analíticamente un acuerdo del flujo gaseoso y las características de las líneas de vacío para sistemas sencillas.

Aunque las características de flujo de una línea de vacío pueden ser expresadas de varias formas los cálculos requeridos comúnmente pueden ser hechos más rápidamente en términos de la "conductancia" de la línea. La conductancia puede ser definida por la ecuación

$$C = Q/(p_1 - p_2) \quad (10)$$

donde C es la conductancia de una línea particular o componente -- también particular, Q es la cantidad de gas, en unidades de pV de

paso de flujo en cualquier punto por segundo, y $p_1 - p_2$ es la caída de presión a través del componente.

La conductancia entonces tiene las dimensiones de volumen por segundo, y puede ser pensada como un volumen de gas medido a la presión de entrada, que entraría a la línea por segundo si la presión de descarga fuera prácticamente nula. La conductancia de un elemento dado es, por lo tanto, una función de las dimensiones geométricas del elemento y de ciertas propiedades físicas del gas que pasa a través del elemento; esto puede ser o no una función de la presión a la que el gas fluye. De hecho, de los dos modos de flujo gaseoso comúnmente encontrados en la práctica de vacío, la conductancia es independiente de la presión en un caso y directamente proporcional a ésta en el otro caso.

Se siguen dos relaciones básicas directamente a partir de la definición de conductancia:

Series de elementos de conductancia

Si C_1, C_2 , etc. son las conductancias de varios elementos de un canal de flujo continuo, y si la temperatura es constante y la presión es estable a lo largo de este canal, se sigue que la cantidad de velocidad de flujo es la misma de todos los puntos y C es la conductancia neta del canal, tal que

$$1/C = 1/C_1 + 1/C_2 + \dots \quad (11)$$

Conductancia de elementos en paralelo

Bajo condiciones conocidas y por razones similares, la unión de conductancias de elementos en paralelo es

$$C = C_1 + C_2 + \dots \quad (12)$$

Estas relaciones son de importancia básica en aquéllos componentes que permitan que la conductancia de sistemas complejos a ser calculada a partir de conductancias de componentes simples con los cuales muchos sistemas pueden ser resueltos.

Una tercera relación, fundamental para propósitos de diseño de sistemas de vacío es aquella que relaciona la velocidad de bombeo, conductancia de la línea de vacío, y la velocidad neta de bombeo-

del sistema.

La velocidad de una bomba de vacío puede ser definida como el volumen de gas medido a la presión de entrada entrando a la bomba por segundo. Puede verse entonces que una bomba de velocidad de bombeo S a través de una línea de conductancia C removerá gas de una cámara a una velocidad S' tal que

$$1/S' = 1/S + 1/C \quad (13)$$

S' puede ser llamada la velocidad neta del bombeo del sistema, y es obvio que en magnitud se puede aproximar a la velocidad de la bomba solamente si la conductancia de línea es grande relativa a la velocidad de la bomba. Es por consiguiente, el problema del ingeniero de vacío evaluar la conductancia de líneas de vacío existentes o propuestas, y para terminar la velocidad neta de bombeo del sistema no puede ser mucho menor que la velocidad de la bomba asociada.

Sobra entonces mostrar cómo la conductancia de los diferentes componentes típicos de los cuales las líneas de vacío están compuestas puede ser evaluada en términos de las dimensiones de los componentes, el modo de flujo gaseoso y las propiedades físicas del gas fluyendo.

Los modos distintos de flujo gaseoso son comúnmente encontrados en sistemas a vacío: (a) flujo molecular libre, ocurre a presiones en las que la trayectoria libre molecular media es del orden de las dimensiones transversales del canal, o mayor; y (b) flujo viscoso que ocurre cuando la trayectoria libre molecular es mucho menor que éstas dimensiones. Debido a que la transición de uno de estos modos de flujo al otro ocurre gradualmente cambiando la presión, existe un considerable rango de presión sobre el cual un tercer modo (transición) de flujo ocurre.

En sistemas de alto vacío, donde existen presiones menores a un micrón, el flujo gaseoso es usualmente libre molecular. En sistemas de vacío moderado, por el otro lado, nuestro principal interés en la conductancia de línea y en la velocidad neta de bombeo se relaciona con el rango de flujo gaseoso. Es por consi-

guiente, conveniente en la discusión de métodos de cálculo de -- conductancias, considerar separadamente los problemas de conductancia de alto vacío y de vacío mediano o moderado.

Además, de tal manera que las fórmulas de trabajo para el cálculo de la conductancia de diferentes elementos puedan ser reducidas a formas aplicables más rápidamente, consideraremos particularmente la conductancia de estos elementos para aire a 20° C. expresaremos todas las cantidades de las fórmulas en unidades comúnmente usadas en la medición de estas cantidades.

Y finalmente, de tal manera que ciertas aproximaciones que -- son hechas puedan ser justificadas, se tendrá en mente que los -- cálculos de conductancia son el primer paso hacia la evaluación de la velocidad neta de bombeo de un sistema. Si la conductancia es grande relativa a la velocidad de la bomba y esto podría ciertamente ser posible, cualquier error en la evaluación de la conductancia aparecerá como un error grandemente reducido en la velocidad neta de bombeo por ejemplo, si la conductancia de líneas es el doble de la velocidad de la bomba, un error de 10% en la conductancia nos dá un error de -3% en la velocidad neta de bombeo.

Considere primero la conductancia a flujo libre molecular de varios componentes comúnmente hallados en las líneas de alto vacío.

Flujo Libre Molecular

Tubería larga de sección transversal circular

La conductancia de una línea de vacío está dada precisamente por la fórmula derivada y experimentalmente verificada por Knudsen.

En su forma general la ecuación de Knudsen de flujo libre molecular en un tubo largo puede ser escrita:

$$Q = 4/3\sqrt{2\pi}\sqrt{R^3/T/M} (R^3/L)(p_1 - p_2) \quad (14)$$

$$\text{y, por eso } C = 4/3\sqrt{2\pi}\sqrt{R^3/T/M} (R^3/L) \quad (15)$$

donde R es el radio y L la longitud de la tubería, N es el peso molecular, T es la temperatura del gas, R' es la constante de los gases por mol, C es la conductancia, y todas las cantidades están en el sistema cgs absoluto.

Para un caso particular de aire a 20°C, y con la sustitución de unidades más fácilmente aplicables, se obtiene una fórmula --- práctica de trabajo

$$C = 52 R^3/L = 6.5 D^3/L \quad (16)$$

en la que D es el diámetro de la tubería en pulgadas.

Al llegar a esta fórmula simple de trabajo ciertas limitaciones definidas deben ser impuestas.

- La fórmula se aplica solamente para flujo libre molecular a condiciones tales que la trayectoria libre media molecular sea grande en relación al diámetro del tubo. Puede ser mostrado que esto es cierto y la fórmula es correcta dentro de un 10% si

$$\bar{p}D \geq 7 \quad (17)$$

donde \bar{p} es igual a la presión promedio en micrones (un micrón = 10^{-3} mm de Hg = 10^{-3} torr) y D es igual al diámetro en pulgadas.

- La fórmula se aplica sólo si el tubo es largo. Cualquier dificultad experimentada por una molécula en hallar la entrada al tubo debe ser nula o casi nula comparada con la dificultad en atravesar la longitud del tubo. Esto puede ser verdadero dentro de un 11% si

$$L(\text{pies}) \geq D(\text{pulgadas})$$

- La fórmula se aplica solamente para flujo de aire a 20°C para cualquier otro gas de peso molecular, M', y a cualquier otra temperatura, T', la conductancia es multiplicada por el factor

$$\sqrt{28.7/M'} \sqrt{T'/293}$$

- El tubo debe ser de sección transversal circular. Para tubos y ductos de secciones transversales no circulares la conduc-

tancia es menor que para tubos de sección circular siempre y cuando tengan igual área.

Orificios pequeños

A partir de la teoría cinética de los gases, también puede ser mostrado que la velocidad de escape libre molecular de gas de una gran cámara a través de un pequeño orificio de área A debido a -- una diferencia de presión $p_1 - p_2$ es

$$Q = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \sqrt{\frac{R'T}{M}} (p_1 - p_2)A \quad (18)$$

y la conductancia de tal orificio es

$$C = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \sqrt{\frac{R'T}{M}} A \quad (19)$$

Considerando otra vez el caso del aire a 20°C , y expresando el área en pulgadas cuadradas y la conductancia en litros por segundo, obtenemos como fórmula de trabajo

$$C = 75A \quad (20)$$

La fórmula de trabajo se aplica sólo al flujo libre molecular de aire a 20°C . El límite de presión para el flujo libre molecular y la corrección requerida cuando otros gases y otras temperaturas están involucrados son los mismos que en el caso de tubos largos.

Otra limitación de la fórmula de orificio nace, sin embargo, a partir de la suposición de que el área del orificio, A , es pequeña relativa al área transversal seccional, \bar{A} , del espacio arriba de él. Si este no es el caso resulta un movimiento másico de gas hacia el orificio, y la conductancia es aumentada por un factor -- el cual debe, obviamente, suponerse la unidad cuando \bar{A} es mucho -- mayor que A y se aproxima al infinito cuando \bar{A} se aproxima a A . -- Como un factor correctivo conveniente Dryer ha dado la siguiente ecuación.

$$k = \frac{\bar{A}}{\bar{A} - A} \quad (21)$$

y Lovenzger ha dado una justificación teórica de este factor. Puesto que k excede a la unidad por 10% o más si A es menor que $11A$, pueden surgir errores significativos en caso de ignorar esta corrección para el caso de grandes orificios.

En la derivación de fórmulas de orificio, ninguna suposición es hecha acerca de la forma del orificio, y la fórmula parece ser aplicable a orificios de todas las formas. Sin embargo, surge una pregunta, en el caso de orificios de forma de cuarteadura, debido, a que las moléculas se aproximan a la cuarteadura a lo largo de su longitud, el orificio puede parecer grande relativo a la trayectoria libre media molecular y a las dimensiones del espacio arriba de él (el orificio), mientras que las moléculas que se aproximan a lo largo de trayectorias perpendiculares a la longitud de la cuarteadura aparecen pequeñas.

tubos cortos de sección transversal circular

Para tubos de longitud corta, L (pies) menor que D (pulgadas), - los efectos terminales no son tan despreciables como se consideró en la derivación de la fórmula para tubos largos, y la conductancia actual es menor que la indicada por esta fórmula. Para contabilizar esta reducción Dushman consideró que la conductancia de un tubo corto es equivalente a dos conductancias en serie:

- a) La de la entrada del tubo considerado como un orificio y
- b) La del tubo debido a su longitud

Combinando estas conductancias como se expresó en las fórmulas de trabajo previamente dadas, uno obtiene como la conductancia de un tubo corto para aire a 20°C.

$$C = \frac{75A}{1 + 9L/D} = \frac{60 D^2}{1 + 9L/D} \quad (22)$$

donde A es el área de la entrada del tubo en pulgadas cuadradas,

L es la longitud del tubo en pies, D es el diámetro del tubo en centímetros, y C es la conductancia en litros por segundo.

Para L = 0 esta ecuación se reduce a la fórmula de orificio, y para L(pies) mayor que D(pulgadas) ésta difiere de la fórmula de tubo largo por menos de 10%. Para gases diferentes de aire y para temperaturas diferentes de 20°C se aplica el mismo factor - como en los casos previos. Si el área de entrada del tubo no es pequeña en relación al área del espacio arriba de él la corrección de orificio grande debe ser aplicada en el cálculo de la conductancia de la entrada del tubo. Si esto es hecho, la fórmula para tubos cortos tomará la forma

$$C = \frac{75A}{\frac{\bar{A} - A}{\bar{A}} + 9L/D} \quad (23)$$

Para ilustrar las contribuciones, la corrección de terminal y la corrección de orificio grande, considere la conductancia de un tubo de 1 pie de longitud de 10 pulgadas de diámetro a través del cual está siendo bombeado aire de un recipiente de 14 pulgadas de diámetro.

Si se trata como un tubo largo, hallaremos para su conductancia

$$C_1 = \frac{6.5 D^3}{L} = 6,500 \text{ L/seg}$$

si se trató como un tubo corto, con la corrección de orificio grande

$$C_2 = \frac{60 D^2}{1 + 9L/D} = 3,160 \text{ L/seg}$$

y aplicando la corrección de orificio grande

$$C_3 = \frac{60 D^2}{\frac{\bar{A} - A}{\bar{A}} + 9L/D} = 4,280 \text{ L/seg}$$

Al despreciar la corrección terminal se obtiene un error positivo de aproximadamente 53%, y sin tomar en cuenta la corrección

de orificio grande nos da un error negativo de aproximadamente - 26%.

Ductos de sección transversal rectangular

Para cualquier ducto de sección transversal no circular existe un equivalente de tubo circular teniendo la misma conductancia por unidad de longitud. Si el radio de este tubo equivalente puede ser determinado puede ser determinado de la geometría de la sección del ducto, entonces es posible determinar la conductancia del ducto por el uso de las fórmulas de tubo circular ya determinadas. Dos métodos son usualmente usados para llegar a valores de radio equivalentes de ductos de sección transversal rectangular. El primer método supone que un tubo y un ducto serán equivalentes si sus áreas de sección transversal son iguales, esto es, si R es el radio del tubo y a y b son el largo y el ancho de la sección del ducto, los dos serán equivalentes si

$$\pi R^2 = ab, \text{ y } R = \sqrt{ab/\pi} \quad (24)$$

El segundo método es sugerido por el hecho de que el término R^3 que está en la ecuación de Knudsen surge de la división del cuadrado del área de sección transversal del tubo por su circunferencia. El tubo y el ducto son entonces considerados equivalentes si el área al cuadrado entre el perímetro son los mismos para ambos, si

$$R^3 = 2A^2/\pi O \quad \text{ó} \quad D = 16 A^2/\pi O = 5.1A^2/O \quad (25)$$

donde A es el área de sección transversal, O es el perímetro del ducto, y R es el radio equivalente del tubo.

Ambos métodos nos guían a resultados que son sólo aproximados, y la aproximación llega a ser muy pobre en ambos casos -- para ductos de sección transversal larga y estrecha. Para ductos de sección transversal cuadrada o casi cuadrada generalmente el segundo método de cálculo da valores más exactos de conductancia. Actualmente, el primer método es más exacto. Una comparación de errores en el caso de ductos que tienen secciones de di-

ferentes razones de largo a ancho ilustran esto

% de error en la conductancia calculada		
a/b	$R = \sqrt{ab/\pi}$	$R^3 = 2A^2/\pi O$
1	2	-11
2	4	-15
3	10	-20

Estos porcentajes de error están basados en los cálculos de Clausen de conductancia de ductos rectangulares. Tales cálculos son extremadamente tediosos se evitan sin embargo, por el uso de factores de corrección aplicados a los resultados de los cálculos de radios equivalentes. Los valores de este factor K, como lo calculó Clausen están listados después. La conductancia tal como se derivó de la fórmula apropiada de tubo con $D^3 = 5.1A^2/O$, es multiplicada por el valor de K correspondiente a la sección de ducto dada

a/b	K
1	1.108
1.5	1.126
2	1.151
3	1.198
5	1.297
8	1.400
10	1.444

Los pasos en el cálculo de la conductancia de un ducto rectangular pueden ser resumidos como sigue:

Si a/b es menor que 3; se trata como un tubo circular de diámetro $D = 2\sqrt{ab/\pi}$

Si a/b es mayor que 3; se trata como un tubo circular teniendo $D^3 = 5.1A^2/O$, y multiplicando el resultado por el valor apropiado de K

Ductos de sección transversal no uniforme

Los ductos usados en la unión de grandes componentes son algunas veces acampanados a lo largo de su longitud. Si la campana es simétrica y uniforme, la conductancia de tales ductos puede ser exactamente calculada. Aunque el acampanamiento sea muy grande, sin embargo (las dimensiones de la terminal mayor iguales a dos veces las correspondientes dimensiones de la terminal pequeña), la conductancia obtenida por tales cálculos no es significativamente diferente de la del ducto uniforme teniendo una sección transversal igual a la sección transversal media del ducto acampanado. Los ductos acampanados pueden, por consiguiente, ser tratados como ductos uniformes de sección transversal promedio.

Canales de longitud indefinida o sección transversal irregular

Algunas veces sucede que un tubo o ducto grandes es cortado oblicuamente en una o ambas terminales, con el resultado de que ningún valor definido puede ser asignado a su longitud; o puede ocurrir bombeo a través de un canal cuya sección transversal varía de un modo geométrico no simple. En tales casos es obviamente imposible calcular los valores exactos de la conductancia. Frecuentemente es posible, sin embargo, por medio de suposiciones llegar a los límites superior o inferior para la conductancia con alguna seguridad de que el valor verdadero esté entre esos dos límites. Puede ser entonces hecha una estimación y al hacerla es bueno recordar que las estimaciones bajas son preferibles a las sobre-estimaciones.

Baffles, trampas frías y válvulas

Sólo en los casos de las geometrías más simples posibles los cálculos de la conductancia de estos elementos son hechos con un grado asegurado de exactitud. Los límites de conductancia supe--

rior e inferior pueden ser calculados con cierta exactitud, aunque en la terminal existe un valor estimado de conductancia que es asignado al elemento.

Codos y dobleces

Uno podría esperar razonablemente hallar conocimientos bien definidos así como el efecto de los codos y dobleces sobre la conductancia total de líneas de alto vacío. Los tratamientos varían desde el desconocimiento de un doblez y la consideración de sólo la longitud axial hasta la seguridad de que un ángulo recto contribuye a la longitud de la línea con 33 veces el diámetro del tubo. De estos dos extremos la experiencia indica -- que el primero es un poco más correcto, y la mayoría de los experimentadores están de acuerdo en que la longitud efectiva de un ángulo recto es su longitud axial más una o dos veces su diámetro. Sólo que una pequeña longitud adicional para el codo sea permitida, obviamente se hará una pequeña diferencia del total de la conductancia de la línea de vacío a menos que el número de codos sea muy grande o que la longitud de tubería recta sea muy pequeña.

Conductancia de Líneas de Vacío Mediano

la presión en líneas de vacío mediano puede variar desde la presión atmosférica hasta algunos micrones, y en diferentes partes de este rango de presión pueden ocurrir todos los modelos de flujo gaseoso. En la mayoría de los sistemas de vacío mediano, sin embargo, se halló que una línea de conductancia adecuada en el rango de flujo viscoso asegura una conductancia adecuada bajo todas las condiciones. Es, por consiguiente, la conductancia de línea en flujo viscoso la que dicta el tamaño de tubo a ser usado en la construcción de una línea dada de vacío mediano.

Conductancia de un tubo largo a flujos viscosos

La ley de Poiseuille de flujo viscoso en un tubo largo nos -- lleva a la siguiente ecuación para la conductancia del tubo

$$C = \pi R^4 \bar{p} / 8 \eta L \quad (26)$$

donde C es la conductancia, R es el radio, L la longitud del tubo, y \bar{p} es la presión media en micrones (un micrón = 10^{-3} mm de Hg), y η la viscosidad del gas fluyendo.

Todas las cantidades de la anterior ecuación están expresadas en unidades del sistema cgs. Reescribiendo la ecuación en unidades más convenientes, y con aire a 20°C como gas supuesto llegamos a la ecuación de trabajo

$$C = 0.25 D^4 \bar{p} / L \quad (27)$$

en la cual C es la conductancia en litros por segundo.

A diferencia del caso correspondiente para flujo libre molecular, en el que la conductancia para un gas dado sólo es una función de las dimensiones del tubo, se ha visto que la conductancia en flujo viscoso varía directamente con la presión promedio del gas. Cualquier valor de conductancia viscosa se aplica, por consiguiente, a cualquier presión promedio particular. En un tubo dado el flujo gaseoso es viscoso, y se aplica la ley de --- Poiseuille, sobre un rango de presión limitado. Para sistemas de vacío mediano, ningún error serio nace de la suposición de que - el flujo sea viscoso a todas las presiones abajo de la atmosférica y arriba de esa presión a la que

$$\bar{p}D = 220 \text{ micrón-pulgada} \quad (28)$$

Actualmente, el flujo puede llegar a ser turbulento a muy altas presiones, pero a muy altas presiones la conductancia de línea es muy grande relativa a la velocidad de la bomba asociada - por lo que ésta resulta totalmente nula. Al establecer el límite inferior puede ser mostrado que el error de la suposición de flujo viscoso no es mayor de 10%.

En el diseño de una línea de vacío mediano el primer problema es la determinación de una presión promedio tal que la conductancia de línea a esta presión asegurará una conductancia adecuada a todas las otras presiones que puedan ocurrir. Teniendo entonces hecha esta elección, uno puede entonces calcular las dimensiones requeridas de la línea para dar cualquier conductancia deseada a esta presión.

Como ejemplo, un sistema de bombeo consiste de una bomba de 300 pies cúbicos por minuto (cfm) de desplazamiento conectada con un tubo de 20 pies de longitud a una cámara a ser evacuada. Este sistema de bombeo será usado para reducir la presión desde la atmosférica hasta 5 micrones, en este punto un sistema de bombeo por difusión tendrá lugar. ¿ Que tamaño de tubería será usado si la velocidad de bombeo de la cámara no debe ser menor del 90% de la velocidad de la bomba?

La velocidad neta de bombeo será 90% de la velocidad de la bomba si la conductancia de línea es igual a 9 veces la velocidad de la bomba.

La velocidad de la bomba y la conductancia de línea se incrementan con el aumento de la presión, pero la conductancia se incrementa a mucho mayor velocidad. Si, por consiguiente, la conductancia de línea es nueve veces la velocidad de la bomba a la presión de trabajo más baja ella será más de nueve veces mayor a todas las presiones mayores. Debemos entonces determinar el diámetro de una línea de 20 pies, así como su conductancia, cuando la presión de entrada $p_1 = 50$ micrones, sea igual a 9 veces la velocidad de la bomba bajo estas condiciones.

La velocidad de la bomba es una función de p_2 , la entrada de la bomba, y la presión de descarga del tubo, y puede ser determinada de la curva de eficiencia volumétrica para la bomba una vez que p_2 ha sido determinada.

Si $C = 9S$ y un estado de flujo estable existe, entonces $S' = 0.9S$ y $S'p_1 = Sp_2$. Por consiguiente, $p_2 = 0.9p_1$ y puesto que $p_1 = 50$ micrones, $p_2 = 45$ micrones y $\bar{p} = 47.5$ micrones.

Suponga que la velocidad de la bomba a una presión de entrada de 45 micrones es 70L por segundo de acuerdo a su curva de eficiencia volumétrica. Entonces

$$C = 9S = 630L/\text{seg} \quad (29)$$

es la conductancia requerida de una línea de 20 pies a 47.7 micrones de presión promedio.

Suponiendo que el flujo sea viscoso bajo estas condiciones, - encontramos de la ley de Poiseuille

$$C = 0.25D^4p/L$$

$$630 = 0.25D^4(47.5)/20$$

y $D = 5.7$ pulgadas

Nuestra suposición de flujo viscoso puede ser ahora checada. Como $\bar{p}D = 271$, y el flujo es viscoso dentro de un 10% ó mejor para $\bar{p}D$ mayor de 220, la consideración es válida.

Usaremos, por supuesto, una tubería de 6 pulgadas que es el tamaño estandar más cercano al valor 5.7 pulgadas, y al hacer esto se puede estar seguro de una eficiencia de 90% ó mayor

Si turnamos ahora el problema a un sistema de vacío conveniente para el apoyo de una bomba de difusión dada, la solución es la misma excepto para nuestra elección de la presión a la que la conductancia de línea deberá ser ajustada a su valor deseado. La presión en tales sistemas de apoyo varía desde la presión base de la bomba, digamos 10 micrones, hasta arriba de un valor un poco mayor que la presión limitante dentro de la que la bomba de difusión descargará. Si la línea es diseñada para proveer la conductancia requerida cuando su presión de entrada es igual a la presión limitante de la bomba de difusión, digamos 120 micrones, el hecho de que la conductancia sea mucho menor cuando la sobrepresión es sólo 20 micrones, así como el hecho de que la sobrepresión sea baja indica que la velocidad de sobrebombeo neta es más que adecuada.

Conductancia de un tubo corto a flujo viscoso

Correcciones exactas para el efecto terminal en el caso de -- flujo viscoso a través de un tubo corto son difíciles si no imposibles de hacer, debido a que la conductancia del orificio de entrada a flujo viscoso depende no sólo del área de entrada sino -- también de la forma del orificio y de la densidad y velocidad -- del gas fluyendo a través de él. Experimentos limitativos indican, sin embargo, los efectos terminales a presiones superiores a 200 micrones pueden ser permitidos por el incremento de la longitud efectiva del tubo por más o menos un diámetro.

Canales de sección no circular, flujo viscoso

Pocos datos están disponibles relativos al flujo viscoso a -- través de canales de sección no circular, tales canales no son -- usados en la construcción de sistemas de vacío mediano. Los ductos de sección transversal cuadrada o casi cuadrada (razones de largo a ancho arriba de 0.6), pueden ser tratados como tubos circulares de la misma área de sección transversal con una exactitud mayor de 90%. Para razones más bajas de largo a ancho, la -- conductancia se pierde muy rápidamente y para un ducto en el --- cual el ancho de la sección transversal es 1/10 de su largo, la conductancia es sólo la cuarta parte de un tubo de igual -- área.

El trabajo involucrado en el cálculo de conductancia de válvulas, trampas, y otros componentes menores de líneas de vacío mediano es raramente justificado. Una estimación somera de estas -- conductancias es usualmente adecuada, así como la conductancia neta de la línea es muchas veces la velocidad de la bomba asociada, grandes errores de conductancia producen pequeños errores en el valor de la velocidad neta de bombeo.

Flujo de Transición

Como ha sido puntualizado, es permitido considerar el flujo caseoso como libre molecular si $\bar{p}D$ es menor que 7 micrón-pulgadas, y como flujo viscoso si $\bar{p}D$ es mayor que 220 micrón-pulgadas, queda por tanto una región de transición,

$$7 < \bar{p} < 220 \text{ micrón pulgadas}$$

dentro de la cual el flujo no es ni viscoso ni libre molecular, y a veces sucede que es dentro de este rango donde se centra nuestro interés.

La conductancia de tubos largos de flujo de gas dentro del rango de esta presión está dado por la fórmula semiempírica desarrollada por Knudsen

Expresando la conductancia para aire a 20°C, esta fórmula puede ser puesta en la forma

$$C = \frac{0.25 D^4 \bar{p}}{L} + \left[\frac{6.5 D^3}{L} \right] \left[\frac{1 + 0.64 \bar{p} D}{1 + 0.79 \bar{p} D} \right] \quad (30)$$

Es fácil mostrar que esta ecuación reduce a la ecuación de Knudsen para flujo molecular donde \bar{p} es pequeña y también a la ecuación de Poiseuille para flujo viscoso cuando \bar{p} es muy grande. Es a partir de esta ecuación, de hecho, que los límites de presión a los cuales estas leyes han sido extendidas han sido calculados.

El uso de la ecuación general en la determinación de la conductancia de línea es tedioso, pero no difícil; su uso en la determinación del diámetro correspondiente a una conductancia dada, sin embargo, es difícil. Esta dificultad puede ser resuelta para propósitos prácticos, recordando que la ecuación general necesita ser usada solamente sobre el rango de presión en el que $\bar{p}D$ sea mayor que 7 y menor que 220. Dentro de este rango el último término entre paréntesis no debe ser mayor de 0.84 y menor de 0.81. Asignándole a este término el valor de 0.83 obtenemos la -

fórmula de trabajo

$$C = 0.25 \frac{D^4 \bar{p}}{L} + 5.4 \frac{D^3}{L} \quad (31)$$

Es significativo que la conductancia a través de este rango de transición sea mayor que la conductancia para flujo viscoso y -- flujo molecular. Por lo tanto, el uso de las fórmulas dadas ante riormente más allá de los límites expuestos introduce errores -- que no son muy significantes, aunque no por esto se deban de uti lizar estas fórmulas fuera de sus límites.

Un problema final de diseño de sistemas de vacío debe ser men cionado. En algún punto en el diseño de cualquier sistema de bom beo de vacío se debe tomar la desición de qué tanto se debe redu cir la velocidad de bombeo debido al límite de conductancia de -- línea considerado como razonable. En el caso de líneas de vacío mediano, donde las velocidades de bombeo no son mayores de unos pocos cientos de litros por segundo, donde el flujo es viscoso, y donde tubería de pocas pulgadas de diámetro es adecuada, una -- pérdida de velocidad de 10% ó menor puede ser considerada razona ble. En sistemas de alto vacío, sin embargo, una mayor reducción de velocidad debe ser frecuentemente aceptada. Aquí donde se in volucran velocidades de miles de litros por segundo, la conduc-- tancia de línea a flujo libre molecular es mucho menor que a -- flujo viscoso. A menos que no se tenga cuidado en el diseño de -- sistemas de alto vacío, será muy fácil que ocurra una disminu--- ción de un 50% en la velocidad, aún teniendo cuidado es casi im posible reducir esta pérdida a menos de 25%. Si una válvula o un baffle son puestos entre la bomba y la cámara evacuada, se tendrá una reducción de velocidad mayor de 10%.

3. DISEÑO DE PLANTAS DE ALTO VACIO

La ingeniería de vacío es concerniente con el mantenimiento de presiones propias para un proceso dado y, como tal, está relacionada con la fase gas o vapor dentro del sistema de vacío. La ingeniería de vacío no es ni un proceso unitario ni una operación unitaria, sino más bien es una combinación de ambos, cuando ésta es una parte de un diseño de un proceso. Es por tanto gobernada por las reglas de un buen diseño de proceso y requiere, además, un entendimiento de los datos pertenecientes a fenómenos -- que ocurren a presiones reducidas.

Aplicaciones de los Procesos a Vacío

Aunque los procesos que operan a vacío para obtener una cierta ventaja de operación son numerosos, su factibilidad depende de una o más de las condiciones listadas abajo.

- La reducción del número de moléculas por unidad de volumen, esto es, por definición, el resultado de la evacuación es directamente útil en procesos que requieren un número mínimo de colisiones de las moléculas del gas residual. Tales procesos se utilizan en la fabricación de aparatos electrónicos que requieren emisiones de electrones, así como también en ciclotrones, etc. Son también útiles en procesos -- que requieren una atmósfera inerte.
- Los equilibrios son desviados, a temperatura constante, favoreciendo la evolución de gases o vapores en la vaporización, desorción, o reacción química. Esto es significativo debido a que el contenido de volátiles en equilibrio de sólidos y líquidos puede ser reducido permitiéndoles aproximarse o alcanzar el equilibrio a presiones reducidas. Esto es útil para la degasificación de sólidos en la producción de metales libres de gas, para el tratamiento de transformadores eléctricos, condensadores, cable eléctrico, y una va-

riedad de otros materiales previos a la impregnación; para el tratamiento de materiales previos a la aplicación de capas evaporadas de metales, sales, etc, así como también en la deareación o degasificación de líquidos.

- Las temperaturas de vaporización y las temperaturas de reacciones que producen gases son disminuidas, o la velocidad de evolución de gas o vapor a temperatura constante es incrementada. Esta condición es un resultado del primer punto y un corolario del segundo punto y es útil para secado de materiales sensitivos al calor tales como el plasma, penicilina, estreptomocina, jugos de frutas, glándulas, vacunas, etc.; también es útil para el secado de materiales de suspensiones o soluciones congeladas con el objeto de mantener una estructura geométrica deseada tales como geles, etc.; y es útil para destilación de materiales sensitivos al calor tales como vitaminas, plastilizantes, ácidos grasos, etc.; y en reacciones cuyas temperaturas a altas presiones son tan altas que el diseño de reactores es difícil e impracticable, por ejemplo, la recuperación de algunos metales como el magnesio de una mezcla de reacción por destilación.

Filosofía de Diseño

La parte de vacío del diseño de un proceso, concerniente con el control de la concentración o densidad de la fase gas, puede ser convenientemente considerada sobre la base de un balance de material para esa fase. El término "entrada" de la ecuación de balance de material involucra todos los gases y vapores introducidos dentro de un sistema provenientes de cualquier fuente, infiltración externa, desorción interna (o degaseado), reacción química, y vaporización. El término "salida" incluirá todos los gases y vapores sacados del sistema ya sea por bombeo directo, condensación, reacción química, y desorción. La "acumulación" será, por supuesto, la diferencia entre la entrada y salida.

El problema general es armonizar un sistema de bombeo al resto del sistema, así la evacuación hacia la presión de trabajo es alcanzada en el tiempo apropiado y la presión de trabajo es mantenida o variada como sea requerido a pesar de infiltración del exterior y evolución de gas o vapor del interior.

Una vez que el diseño propio funcional ha sido alcanzado, se debe poner atención a alcanzar un diseño económico óptimo. Las modificaciones resultantes usualmente involucrarán cortes del ciclo para permitir una máxima producción. Además, algunas consideraciones cuidadosas deben ser hechas a los costos iniciales, costos de operación, y a la operabilidad de proceso y equipos. Los puntos anteriores son un factor no muy bien evaluado en términos de dinero a pesar de su naturaleza puramente económica. Esto representa, inherentemente del diseño, un intento de proveer tales factores como una operación mecánica simple y libre de problemas, instrumentación y controles adecuados, y una protección de seguridad adecuada que inspire al personal a trabajar de una manera más eficiente.

El establecimiento y preservación de un balance económico y funcional de los factores anteriormente mencionados es lo llamado una filosofía sólida de diseño.

Sistemas de Bombeo y Presión de Trabajo

El rango de presión de trabajo dicta el tipo de sistema de bombeo requerido, como pueden ser aspiradores, eyectores de vapor, bombas mecánicas, bombas de difusión, o una combinación de estos. La naturaleza de los vapores bombeados, ya sean condensables o no condensables, determinará si condensadores refrigerados (trampas frías) y adsorbentes pueden ser usados para aventajar con el equipo de bombeo directo. La cantidad de gases y vapores que deben ser bombeados por unidad de tiempo, incluyendo la infiltración, degaseado, y la evolución de gases de proceso, determinarán la capacidad mínima de bombeo requerido.

Los sistemas de bombeo pueden consistir de combinaciones de -

bombas en serie o combinaciones de bombas en paralelo cada una de éstas en una porción del rango de presión, por ejemplo, bombeo mediano (eyectores de vapor o bombas mecánicas), bombeo intermedio (bombas impulsoras), y el bombeo de alto vacío (bombas de difusión o de vapor).

Cuando diferentes tipos de bombas conectadas en serie comprenden un sistema de bombeo es importante alinearlas (las bombas) de tal manera que la velocidad de bombeo esté controlada por la bomba de difusión. En otras palabras, cualquier bomba de apoyo deberá tener una capacidad más que adecuada para manejar el flujo máximo de la bomba que está atrás de ella. Un rasgo característico de tales sistemas de bombeo es que su flujo másico decrece con la presión hasta llegar a cero a una presión muy baja.

En el diseño de sistemas de bombeo se debe poner una atención cuidadosa al diseño de la tubería. El flujo de gases a muy bajas presiones es una extensión de los fenómenos a muy altas presiones y a cualquier velocidad de flujo finita existe una caída de presión finita desde la cámara de proceso a la bomba. Obviamente esto es muy importante a muy bajas presiones.

El diseño de condensadores usados como bombas para vapores condensables es un problema de transferencia de calor relativamente simple. Sin embargo, es complicado debido a las muy altas velocidades de vapor alcanzadas a presiones bajas. Esto da un aumento de la condensación no uniforme sobre la superficie de condensación a menos que se tome el cuidado de distribuir los vapores convenientemente. Los defectos de un diseño impropio son más rápidamente observados en un condensador estático cargado operando abajo del punto de congelación del condensado. Una pasta no uniforme de hielo puede ser observada frecuentemente estrechando la entrada mucho antes de que el resto de la superficie de condensación sea cargada. Un diseño propio será evidenciado por la aparición de una pasta uniforme. Actualmente, se requiere algún trabajo experimental antes de que un diseño exitoso sea alcanzado.

Velocidad de Evacuación

La velocidad de evacuación a la presión de trabajo es relativamente más importante para los procesos listados bajo el primer y segundo puntos, puesto que el proceso principal no puede empezar hasta que la presión adecuada es alcanzada. Los procesos listados bajo el segundo punto son el resultado de los cambios progresivos del equilibrio hasta que las presiones finales deseadas han sido alcanzadas. Por esta razón las fluctuaciones de presión no son usualmente dañinas para este grupo en tanto que la presión final apropiada sea alcanzada.

Algunos procesos de secado bajo la condición del tercer punto requieren alguna amplificación sobre este punto. Muchos materiales sensitivos al calor son congelados antes de ser cargados a los secadores a vacío debido a que es indeseable el fundido de esos materiales con lo cual forman espumas y lodos, además es necesario disminuir la presión abajo de la presión de vapor del material congelado antes de que funda. Usualmente las presiones de trabajo son considerablemente más bajas que la presión a la que el producto funde y por lo tanto las fluctuaciones de presión -- abajo del punto de fusión no son dañinas hasta que las condiciones propias son alcanzadas.

Las características de degaseado de un sistema afectan marcadamente el tiempo de bombeo. En muchos casos este tiempo puede ser reducido por el incremento directo de la capacidad de bombeo para no condensables, o por el uso de trampas frías para condensables, aunque en algunos casos la velocidad de degaseamiento en lugar de la capacidad de bombeo es el factor controlante y la única manera de reducir el tiempo de bombeo es por el incremento de la velocidad de degaseamiento o manteniendo el sistema tan de gaseado como sea posible todo el tiempo.

El tiempo teórico requerido para evacuar un recipiente limpio y rígido de una presión a otra puede ser fácilmente calculado. - Este tiempo calculado será siempre menor que el tiempo observado, debido al degaseamiento y a una velocidad de salida de gases

fin.ta. Esto implica otra vez la necesidad del uso de datos empíri-
cos basados en trabajos experimentales.

Actualmente la mayoría de los procesos de vacío son cíclicos. Algunos ciclos duran minutos, otros horas y aún días. La econo-
mía total de los ciclos cortos por el incremento de capacidad de
bombeo para reducir el tiempo de bombeo es frecuentemente sufi-
ciente para justificar capacidades de bombeo muchas veces mayo-
res que pueden ser requeridas una vez que la presión de trabajo
es alcanzada.

Velocidad de infiltración de gases

Puesto que el flujo másico de un sistema de bombeo decrece --
con la presión, la velocidad de infiltración exterior del siste-
ma llega a ser más significativa tanto como la presión decrece ha-
cia la presión más baja. La infiltración está expresada propia-
mente como la masa de gas introduciéndose al sistema por unidad
de tiempo a una presión dada. Esta es usualmente observada notan-
do el aumento de presión, y debido a que también el degaseado --
contribuye a un aumento de presión, la velocidad de infiltración
debería ser determinada en un sistema degaseado.

Velocidades de infiltración mínimas son obviamente requeridas
para los procesos listados bajo la condición del primer punto, y
frecuentemente un gran cuidado y esfuerzo debe ser puesto con el
objeto de hacer al sistema funcionalmente operable. En sistemas
que operan en un rango bajo de presiones, la infiltración puede
ser fácilmente acentada aumentando la capacidad de bombeo. Fre-
cuentemente esta técnica no sólo es más fácil sino que tam-
bién es más rápida y menos cara que el tedioso proceso de elimi-
nación de fugas (infiltraciones).

La velocidad de infiltración de aire hacia adentro de un sis-
tema depende de la porosidad de los materiales de construcción y
de la impermeabilidad de las juntas de conexión y sellos. Como -
es posible esperar, los metales laminados en caliente son menos
porosos que los metales laminados en frío. Cuando se usan tempe-

raturas ambiente algunos materiales relativamente porosos pueden ser sellados con pinturas o lacas. Esto no es muy práctico para sistemas que requieren un mínimo de infiltración ya que el material sellante puede sólomente enmascarar una infiltración haciendo difícil el encontrarla.

La impermeabilidad de un sistema fabricado de materiales de mínima porosidad es, cuando mucho, una función de la cantidad de soldadura y de la cantidad de superficie de empaques involucrada. Empleando técnicos experimentados y cuidadosos, los siguientes sistemas típicamente impermeables pueden ser producidos sin ningún gran esfuerzo:

Gabinete al vacío de placas de acero soldadas de 4X4X4 pies con nueve orificios para conexiones

De 30 a 50 micrones por hora, 2,000 a 3,000 micrones pie cúbico por hora

Tanque de acero inoxidable, cilíndrico de 4 pies de diámetro y 4 pies de longitud, soldado, con cabeza cóncava en una terminal y una compuerta con empaque en la otra, con varios sellos

30 micrones por hora, 1,500 micrones pie cúbico por hora

Con un esfuerzo extra, y por el uso de técnicas de detección de infiltraciones, la infiltración puede ser reducida materialmente.

Velocidad de Gas o Evolución de Vapor

Los vapores son desarrollados dentro de un sistema de vacío ya sea por degaseamiento de material del proceso, por degaseamiento de las paredes del sistema o como un resultado del proceso mismo. Lo anterior puede ser usualmente controlado por la ve-

locidad de entrada de calor al proceso. Como se dijo previamente, la evolución de los gases es apresurada por la disminución de la presión y por el incremento de la temperatura. El degaseado de las paredes de un sistema no puede ser apresurado muy rápidamente, por esto es frecuentemente difícil calentar las paredes de equipo de vacío de gran escala. En algunas aplicaciones, sin embargo, en que la cantidad de material adsorbido es grande y la velocidad de desorción (degaseamiento) es baja a pesar de que la capacidad adecuada de bombeo, pueda ser económicamente factible para proveer un aumento de la velocidad de degaseamiento por calentamiento de las paredes del sistema.

Es posible reducir el tiempo de degaseado de un ciclo manteniendo evacuado un sistema degaseado y expuesto tan poco como sea posible a presiones altas. La velocidad de aproximación de una superficie adsorbente hacia el equilibrio con alrededores de alta presión después del degaseamiento es finita y por consiguiente se puede emplear una mínima exposición para aventajar. Por ejemplo, el tanque de acero inoxidable de 4 pies mencionado anteriormente fue totalmente degaseado a 0.1 micrón de Hg y entonces expuesto bajo varias condiciones. Los tiempos de bombeo desde la presión atmosférica a 1 micrón de Hg fueron esencialmente independientes de la exposición, indicando que el degaseamiento ocurrió en este ejemplo, a abajo de 1 micrón. Los cambios en los tiempos de bombeo desde 1.0 a 0.1 micrones están marcados en la siguiente tabla.

Efecto del tiempo de exposición sobre el tiempo de bombeo para un tanque previamente degaseado

Exposición	Tiempo para bombear desde 1.0 a 0.1 micrón de Hg seg.
.....	7 calculado para tanque limpio
Presión incrementada desde 0.1 a 1.0 micrón y bombeo inmediato	13
Atmósfera, 5 minutos	777
Atmósfera, 75 minutos	1,430

Este efecto puede ser observado en todos los sistemas de vacío y es particularmente intenso en los días húmedos de verano. Mientras que esto es importante en prácticamente todos los sistemas de vacío, es especialmente importante en sistemas que contienen materiales porosos tales como el aislamiento de alta temperatura usado en hornos.

Desafortunadamente, los datos publicados sobre velocidades de degaseamiento y equilibrio son tan escasos como nulos y por consiguiente la experiencia o datos experimentales deben ser usados para un buen diseño.

El problema principal en el diseño de procesos y equipos de vacío es la escasez de datos publicados y la poca adecuación de los mismos. Los fenómenos son rectos en principio y como la publicación de los datos procede del diseño éstos serán igualmente rectos.

4. TRAYECTORIAS DE MOLECULAS PESADAS EN AIRE

En el diseño de ciertos tipos de equipo productor de alto vacío, es frecuentemente importante conocer qué tan lejos viajará una molécula pesada de aceite a una presión dada sin deflexión apreciable. Por ejemplo, en una bomba de difusión de aceite, un requerimiento para la operación exitosa es que una fracción apreciable de las moléculas de aceite atraviesen la distancia entre la boquilla de salida y la pared del condensador sin deflexiones significativas a partir de una trayectoria de línea recta. Cuando el chorro de aceite es incapaz de alcanzar la pared debido a la presión excesiva de aire, la acción de bombeo del chorro cesa. También en destilación molecular, el objeto es condensar las moléculas evaporadas tan rápidamente como ellas dejan el evaporador. Esto es alcanzado en la práctica por la evacuación de aire (purrado) suficientemente como para alcanzar trayectorias casi rectilíneas para las moléculas de aceite entre el evaporador y el condensador. A presiones mayores de aire, las moléculas de aceite pueden ser deflectadas suficientemente por colisiones múltiples con moléculas de aire como para causar su retorno al evaporador antes de que alcancen el condensador (en obvio detrimento del proceso).

En ambas ilustraciones, la operación exitosa es dependiente de la habilidad de las moléculas de aceite para viajar una distancia definida sin ser deflectadas o desviadas de sus trayectorias iniciales mas que una cierta cantidad por las moléculas de aire con que ellas se encuentren. Ahora, a partir de la teoría cinética, si el tamaño de las moléculas de aceite es conocido, la distancia promedio que una molécula de aceite viaja entre colisiones con moléculas de aire puede ser calculada a cualquier presión de aire. Esta distancia es conocida como la trayectoria libre media de las moléculas de aceite en aire a una presión dada. Pero debido a que las moléculas de aceite son mucho más pesadas que las moléculas de aire, y debido a que ellas poseen una cierta elasticidad, no son grandemente deflectadas en un simple

encuentro con una molécula de aire. Por lo tanto, para propósitos prácticos, la distancia a la que una molécula viaja sin deflexión es muchas veces mayor que su trayectoria libre media. La trayectoria libre media es comúnmente usada como un criterio ásero para trayectorias rectilíneas, aunque práctica en la operación de equipo productor de alto vacío ha mostrado estar muy alejada de la base conservativa de diseño. Lo que se describe en esta parte está dirigido hacia una base cuantitativa para llegar a la distancia a la que una molécula de aceite puede viajar en aire a una presión dada sin exceder una deflexión dada.

Para el ingeniero de diseño que trabaja con bombas de difusión de aceite o con equipos de destilación molecular, los resultados que se obtienen aquí son suficientes. Sin embargo, desde un punto de vista teórico, se siente que los resultados presentes tienen un interés único puesto que el trabajo fue con moléculas de dimensiones conocidas a partir de las cuales sus trayectorias libres media podían ser calculadas directamente. A partir de las mediciones en las deflexiones de las moléculas de aceite, los cambios de momentum asociados en cada colisión podían ser calculados, y finalmente, la información podía ser obtenida tomando en cuenta la naturaleza aproximada de una colisión aceite-aire.

Los trabajos previos en este campo generalmente emplearon átomos metálicos u otras moléculas más ligeras en experimentos de dispersión; de aquí, las personas que elaboraron estos trabajos confiaron en un método indirecto y menos cierto al usar datos de viscosidad gaseosa para obtener las dimensiones atómicas o moleculares. El hecho de que los autores fueron capaces de usar moléculas de aceite de dimensiones conocidas dió una considerable ventaja en la interpretación teórica.

Los experimentos de dispersión fueron hechos en varias bombas comerciales de vacío de aceite. Los resultados indicaron que las moléculas de aceite fueron dispersadas considerablemente menos que como sería el caso de que ellas se hubieran comportado como esferas compactas. Esto pudo haber sido anticipado a partir de -

sus estructuras conocidas, y significa que la trayectoria libre efectiva de moléculas pesadas de aceite es considerablemente mayor que las distancias viajadas entre colisiones. Este resultado, igualmente, pudo haber sido anticipado por cualquier familiaridad con el comportamiento de chorros de vapor de aceite en sistemas de vacío. El análisis indicó que, en general, las colisiones entre moléculas de aire y aceite deben ser parcialmente inelásticas porque este tipo de colisión fue el único mecanismo razonable que contó para los pequeños cambios de momentum observados asociados a cada colisión.

La deflexión que una molécula de aceite sufre en la colisión con una molécula de aire depende de la posición del punto de contacto con respecto a los dos centros de masa y de la naturaleza física de los procesos de colisión.

El primer factor es estadístico y sujeto a un tratamiento matemático. El segundo factor depende de las propiedades físicas de las dos moléculas involucradas, esto es, si la molécula de aceite actúa como una esfera rígida, la molécula de aire le transferirá a la molécula de aceite el máximo momentum consistente con la conservación de momentum. Sin embargo, si la molécula de aceite se comporta como una estructura indefinida, la colisión podría ser esencialmente entre una molécula de aire y un átomo de hidrógeno; en este caso la transferencia de momentum será mucho menor.

Ahora, si el número de colisiones por unidad de tiempo que experimenta una molécula es conocido (calculado a partir de su área de colisión), y también el porcentaje de estas colisiones que desvían la molécula de aceite es conocido (a partir de datos experimentales), entonces la transferencia de momentum promedio por colisión puede ser calculada. La colisión promedio resulta en una transferencia de momentum la cual es pequeña comparada con la obtenida para esferas rígidas. Esto es consistente con los muchos grados de libertad de rotación posibles y con su estructura indefinida.

Bases Experimentales

El aparato mostrado en las figuras 1 y 2 es el mismo que el usado para la determinación de presiones de vapor de diferentes aceites. Esencialmente consiste de un hervidor, un sistema de -- orificios colimadores, y un blanco pulimentado. En el equilibrio el número de moléculas arriando al blanco es función de la geometría del sistema, de la temperatura del hervidor, y del número de colisiones efectivas entre hervidor y blanco. El número de mo léculas que dejan el blanco es función sólo de la temperatu ra del blanco. El procedimiento fue primero determinar la temperatura de blanco y hervidor a alto vacío, caso 1, y entonces determinar estas dos mismas cualidades después de permitir que la que la presión del aire aumente a 10^{-3} mm de Hg, caso 2.

Como la temperatura del blanco es la misma para el caso 1 y -- para el caso 2, el número de moléculas que llegan al blanco y -- que dejan el blanco es el mismo para ambos casos. En el caso 1, el número de moléculas arrancando hacia afuera en el cono defini do por el sistema de orificio es (ángulo de semicono = $1^{\circ} 40'$):

$$N_1 = k P_1 T_1^{-1/2} \quad (32)$$

donde k es el factor geométrico y P_1 , T_1 son la presión de vapor y la temperatura del aceite en el hervidor. Ahora, mientras que, en el caso 1 la mayoría de las moléculas alcanza el blanco; en -- el caso 2, N_2 moléculas similarmente arrancan en esa dirección -- aunque debido a la dispersión sólo lleva N_1 a dicho blanco. N_2 -- está dada por una ecuación similar a la ecuación (32)

$$N_2 = k P_2 T_2^{-1/2} \quad (33)$$

donde los suíndices se refieren al caso 2.

Entonces se sigue que la probabilidad, s, de una molécula de alcanzar el blanco es

$$s = N_1/N_2 \quad (34)$$

Se entiende, por supuesto, que s se relaciona con este aparato particular operado a una presión de 1 micrón (10^{-3} mm de Hg). Al combinarse las ecuaciones (32), (33), y (34)

$$s = (P_1/P_2) (T_2/T_1)^{1/2} \quad (35)$$

a partir de la cual s puede ser calculada en términos de cantidades experimentales medidas

Mediciones. Las mediciones experimentales involucran lo siguiente: a) la geometría del sistema, b) la temperatura de blanco y hervidor, y c) la presión del aire en el caso 2.

Las contribuciones respectivas al error experimental a partir de las fuentes anteriores son estimadas como sigue: a) $\pm 1\%$, basado en la exactitud de la medición de la abertura de los orificios; b) $\pm 10\%$, basado en la habilidad de reproducir las lecturas de temperatura de equilibrio dentro de 1°K ; c) $\pm 10\%$, basado en la exactitud absoluta de un medidor de ionización. Un error sistemático es contribuido por a) y c), mientras que los errores del azar resultan de b). Generalmente en una serie de 5 a 6 determinaciones resulta un error probable de 5% de acuerdo con el estimado dado en b) y de 10% para una sola determinación.

Un error de $\pm 10\%$ en la medición de presión es el que puede ser esperado sin precauciones de degaseado extremo, medidores múltiples, etc. Estas precauciones no fueron consideradas prácticas en este experimento.

Por tanto, los límites probables de error para los resultados dados en la tabla I son $\pm 15\%$.

Tabla I. Determinación experimental de fracciones de moléculas no intercentadas, s

Aceite	No. de determinaciones	Rango de presión	s , corregida a 1 micrón
Amoil	5	0.8-147 micrones	0.266
Octoil	6	0.47-0.95 micrones	0.131
Amoil-S	4	0.52-0.96 micrones	0.122

Porcentaje de Colisiones Efectivas

Ahora el cálculo puede ser hecho del porcentaje de colisiones -- efectivas, E, primero por el cálculo de trayectorias libres media de las moléculas de aceite, y entonces al observar que si -- una fracción E de las colisiones es efectiva, la trayectoria se-- rá atenuada de acuerdo a la siguiente ecuación

$$s = e^{-E\lambda/\lambda} \quad (36)$$

donde λ es igual a la longitud de la trayectoria y λ es igual a la trayectoria libre media de la molécula de aceite en aire a un micrón de presión. Para el cálculo de λ , las dimensiones conoci-- das de las moléculas de aceite son usadas. La siguiente expre--- sión es usada para la trayectoria libre media, $\lambda_{1,2}$, de una molé-- cula de diámetro σ_1 , moviéndose a través de un segundo gas de -- densidad molecular n, y diámetro molecular promedio σ_2 :

$$\lambda_{1,2} = \frac{l}{\pi \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \right)^2 n \left(\frac{C_1^2 + C_2^2}{C_1} \right)^{1/2}} \quad (37)$$

donde C_1 y C_2 se refieren a las velocidades de las moléculas de aceite y de aire, respectivamente.

Los valores numéricos para σ_1 fueron obtenidos por la cons--- trucción de modelos a escala de moléculas de aceite. Para este - propósito fueron usados modelos de Fisher-Mirshfelder; las dimen-- siones de éstos están basadas en datos de atracción electrónica. Los modelos fueron proyectados sobre tres planos mutuamente per-- pendiculares, y tres áreas obtenidas, a partir de las cuales un promedio de σ_1 es calculado.

La ecuación (37) es reducida a una forma más conveniente por sustitución de la relación

$$m_1 C_1^2/T_1 = m_1 C_2^2/T_2$$

donde m y T se refieren a las masas y temperaturas moleculares y

el subíndice 1 se refiere al aceite y el subíndice 2 al aire. En tonces

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{\pi \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \right)^2 n \left(1 + \frac{T_2}{T_1} \frac{m_1}{m_2} \right)^{1/2}} \quad (38)$$

Sustituyendo los valores numéricos en la ecuación (38) se calculan las trayectorias libres media $\lambda_{1,2}$ (tabla II)

Los resultados de solución de E para los tres aceites usando los valores de λ en la tabla II y empleando la ecuación (36) son mostrados en la tabla III.

Tabla II. Trayectorias libres calculadas en aire a 1 micrón

Aceite	Peso molecular	Trayectoria libre calculada, cm
Amoil	306.2	0.601
Amoil-S	343.3	0.474
Octoil	390.3	0.482

Tabla III. Porcentaje de colisiones efectivas^a, E

Aceite	s, observada	E
Amoil	0.226	0.107
Amoil-S	0.131	0.119
Octoil	0.122	0.117

^a Colisiones efectivas resultantes en la deflexión de la molécula de aceite fuera de un cono con ángulo de semicono de 1°40'

Determinación Teórica de Eficiencia de Colisión, E

Para un arreglo experimental particular, E puede ser calculada si es conocido que tipo de colisión esta involucrado, esto es, si existe una colisión elástica entre dos esferas rígidas o una coli

sión inelástica entre dos cuerpos deformes. Las E teóricas son calculadas en términos del momentum transferido a la molécula de aceite por la molécula de aire; antes éstas son ajustadas a un proceso razonable de colisión.

Curvas teóricas que dan un punto de eficiencia de colisión -- contra longitud de la trayectoria de la molécula de aceite son calculadas para diferentes transferencias supuestas de momentum. La eficiencia de colisión puntual está definida como el porcentaje de colisiones en un punto dado a lo largo de la trayectoria de la molécula de aceite lo cual produce deflexiones efectivas -- de la molécula de aceite. El área debajo de una de estas curvas dividida por la longitud de trayectoria total da entonces el porcentaje de colisiones efectivas a lo largo de la trayectoria.

El cálculo de eficiencias de colisión para el propósito de -- trazado de la figura 3 es un poco más laborioso (las curvas de -- eficiencia de colisión están mostradas en la figura 3). Este tipo de cálculo no será necesario para un arreglo experimental con una trayectoria molecular bien definida. El método empleado es -- como sigue:

Para simplificar, se supone una simetría esférica para la molécula de aceite. Se usan coordenadas esféricas con el origen en el centro de la molécula de aceite. La nomenclatura está dada en la figura 4. Suponga que un golpe directo en ($\psi = 0, \theta = 90$), -- produce la cantidad de transferencia de momentum lineal p a la molécula de aceite, entonces un golpe oblicuo, transferirá momentum transverso en la cantidad $p \cos \psi \sin \theta$. El problema es entonces el encontrar el porcentaje de colisiones que transfieren momentum lineal transverso mayor que algún valor arbitrario, ϵb , donde ϵ es función de la posición de la trayectoria.

Para colisiones que ocurren a un valor dado de θ , existe un -- máximo asociado $\alpha(\alpha_m)$, tal que sólo colisiones con α menor que -- α_m son efectivas. La razón del número de colisiones efectivas al número total de colisiones para una θ dada entonces, a partir de la ley de cóseno de la teoría cinética es:

$$\frac{\int_0^{\alpha_m} \cos \alpha \times \text{Sen } \alpha \, d\alpha}{\int_0^{\pi/2} \cos \alpha \times \text{Sen } \alpha \, d\alpha} = \text{Sen}^2 \alpha_m \quad (\text{para } \theta = \text{cte})$$

Ahora, α_m es determinada por la condición de que la transferencia de momentum transverso $\rho \cos \alpha \text{sen } \theta$ es mayor o igual que $\epsilon \rho$ ó que $\cos \alpha \text{sen } \theta$ es mayor o igual que ϵ , donde ϵ es determinada por la geometría del sistema.

Al extender esto a todas las colisiones (para todas las 0) la fracción de colisiones resultante en la transferencia de momentum transverso mayor que el mínimo requerido para una colisión efectiva es

$$\frac{\oint \text{Sen}^2 \alpha_m \, ds}{\oint ds} = \frac{\oint \text{Sen}^2 \alpha_m \text{Sen } \theta \, d\theta \, d\phi}{\oint \text{Sen } \theta \, d\theta \, d\phi}$$

donde la integración indicada es sobre la superficie de la molécula de aceite, debido a la simetría axial esto se reduce a

$$\int_0^{\pi/2} \text{Sen } \alpha_m \times \text{Sen } \theta \, d\theta$$

el límite inferior de la integración está determinado por la condición, $\cos \alpha \text{sen } \theta$ es mayor o igual que ϵ .

La efectividad de una colisión experimentalmente depende de la transferencia de momentum transverso y de la distancia que existe entre la fuente de moléculas y el tiempo de colisión. (La efectividad disminuye tanto como la distancia a la fuente se incrementa). Para el aparato usado, una colisión efectiva en la fuente debe impartir momentum transverso a la molécula de aceite por al menos 0.0239 veces su momentum lineal correspondiente a la divergencia permisible de la trayectoria. La eficiencia de colisión fué graficada para diferentes momentums p (figura 3).

Por la selección de una curva de la familia de curvas indicada en la figura 3 para hacer E (calculada) igual a E (observada), el promedio de la transferencias de momentums, p , puede ser hallado para los diferentes aceites. Los resultados están dados en la tabla IV.

Naturaleza del Proceso de Colisión

Los valores de p/P dados en la tabla IV imponen limitaciones definidas en el proceso de colisión, y algunos tipos posibles de colisión pueden ser examinados para averiguar, cuales, de -- cualquiera de los valores dados de p se aproxima a aquellos de la tabla IV.

Son considerados los siguientes tipos de colisión:

- a) Perfectamente elástica, colisiones de esferas rígidas
- b) Elástica-inelástica en las que las moléculas de aire golpean una porción de la molécula de aceite elásticamente y las últimas porciones con su momentum transverso recientemente adquirido actúan con la parte principal de la molécula de una manera inelástica.
- c) Inelástica, una colisión perfectamente inelástica requerirá que la molécula de aire permanezca unida a la molécula de aceite después de la colisión. Este proceso parece ser altamente improbable.
- d) Inelástica-inelástica, esta es la contraparte inelástica del punto b), y aparece altamente improbable igual que el punto c).

Empleando las leyes de Newton, se hicieron cálculos para determinar, p/P para colisiones de los tipos a) y c). Para colisiones del tipo b) p/P fue la dada en la tabla IV y fue hecho un cálculo de la masa m (masa de la porción de la molécula de aceite que es presumiblemente golpeada primero por la molécula de aire y que actúa de una manera independiente en el instante de impacto). Los resultados están mostrados en las tablas V y VI.

De la tabla V es evidente que los tipos de colisión simple elástica e inelástica nos llevan a valores de p/P mayores a -- aquellos observados. Una colisión del tipo elástica-inelástica dará resultados razonables, sin embargo (tabla VI), si la molé-

cula de aire colisiona con uno o más átomos de hidrógeno en la periferia de la molécula de aceite. No se atribuye ninguna significancia particular en los valores numéricos de m al hecho de que un átomo de hidrógeno (o quizás dos átomos de hidrógeno) actúen de una manera independiente en el momento de impacto.

Tabla IV. Razón de momentum adquirido a momentum original -- p/P , después de un impacto directo por una molécula de aire

Aceite	E	p/P
Amoil	0.107	0.0278
Amoil-S	0.119	0.0283
Octoil	0.117	0.0284

Tabla V. Razones calculadas de momentum adquirido a momentum original p/P , para impacto directo

Aceite	Experimental de la tabla IV	Calculado	
		Elástico	Inelástico
Amoil	0.0278	0.480	0.240
Amoil-S	0.0283	0.456	0.228
Octoil	0.0284	0.432	0.216

Tabla VI. Masas promedio calculadas de los fragmentos de la molécula de aceite que actúan independientemente del impacto

Aceite	m (unidades masa)
Amoil	1.58
Amoil-S	1.71
Octoil	1.84

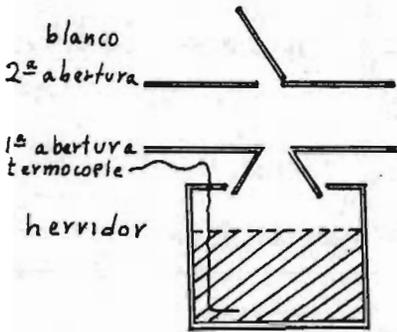
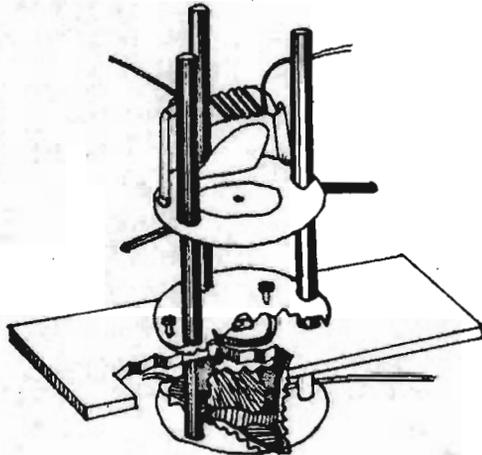


Figura 1. Sección transversal del aparato de Dew mostrando los elementos esenciales

Figura 2. Ensamblaje del aparato molecular de Dew.



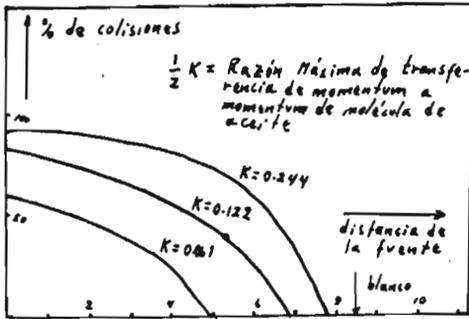


Figura 3. Curvas teóricas derivadas muestran el porcentaje de colisiones efectivas con tra la posición de la mo lécula de aceite a lo -- largo de su trayectoria.

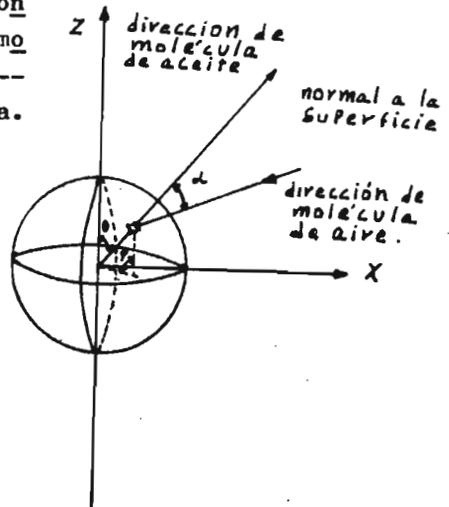


Figura 4. Sistema coordinado empleado en la discusión teórica.

CAPITULO IV

MEDIDORES DE VACIO Y DETECCION
DE FUGAS (INFILTRACIONES)

1. INTRODUCCION

Las unidades más comunes de medición de presión en vacío son el milímetro y el micrón de mercurio (1mm = 1000 micrones). La presión puede ser medida por algún medidor que indique ya sea la transferencia directa de momentum molecular (medidor McLeod, manómetro de Knudsen) o por uno que mida una propiedad dependiente de la presión del gas (figura 1). De estas propiedades la conductividad térmica y la ionización molecular son las más ampliamente utilizadas. Los medidores Pirani y Termocople dependen del fenómeno de conductividad, mientras que los medidores de filamento caliente y los de fuente radiactiva dependen del fenómeno de ionización.

Se ve apropiado hacer disponible un resumen enfatizando las propiedades de medidores disponibles que son ampliamente usados. Además, nos parece bien enfatizar cuáles propiedades físicas miden las diferentes clases de medidores y cuáles no, aunque se habla comúnmente de ellos como medidores de presión, sus indicaciones pueden ser influenciadas por otros parámetros como la composición y temperatura del gas. Una revisión de los hechos involucrados previene de una aplicación impropia y de una mala interpretación y puede además, guiarnos hacia técnicas útiles para la medición de cantidades tales como temperatura, densidad y razones de composición. Finalmente, aunque varios métodos importantes de medición de bajas presiones tienen más de cien años, las técnicas están aún siendo desarrolladas.

La medición de presión, o de variables relacionadas a ella, en el rango abajo de la presión atmosférica será considerada. De acuerdo con la costumbre científica e ingenieril, las presiones estarán establecidas en milímetros de mercurio considerados más bien desde la presión cero que desde la presión atmosférica (con esto se entiende el uso del término "presión absoluta" el cual en ciertos ejemplos importantes es ambiguo y será evitado). Para presiones entre 0.001 y 0.000001 atmósferas se expresan comúnmente en milímetros o en micrones.

Rangos de Operación Útiles de Diferentes Principios de Medi-
ción

Se considerará primero una clasificación sobre la base del -- rango de presión, aunque como se verá, pocos instrumentos con -- rangos muy amplios son excepciones de este esquema de clasificación.

La figura 1 da una forma bastante condensada de los rangos de presión en donde los diferentes principios de operación son más útiles. Debe ser enfatizado que cualquier instrumento simple de cualquier tipo dado (por ejemplo un medidor de fuelle aneroidal) no necesariamente cubrirá el rango entero indicado por la figura 1. Varias unidades diferentes de la misma construcción general - pueden ser requeridas para medir el rango de presión completo in dicado como útil para el principio en cuestión.

Los rangos de medidores individuales comercialmente disponi-- bles están dados en la figura 2. A continuación se dará una clasificación de medidores de acuerdo a los principios físicos en - que están basados.

2.

TIPOS DE MEDIDORES

A. Medidores Basados en Fuerza Mecánica

Empezando en 760 mm de Hg, el rango de presión de década más baja (factores de diez), será considerado. Los medidores basados en fuerza mecánica son útiles para las primeras décadas y son: - el tubo de Bourdon, los fuelles aneroides, los manómetros líquidos, y los medidores de diafragma. Estos medidores, los cuales - indican sus mediciones de una manera continua, son usados frecuentemente como medidores de registro en cartas circulares. En los primeros tres de estos medidores una deflexión mecánica es - observada visualmente, ya sea directamente, o más usualmente, de una manera indirecta con la ayuda de un medio de amplificación.

Como está indicado por el borde de cuatro puntos dentados al final de la alta presión de los rangos de presión del tubo de Bourdon y del manómetro líquido, estos instrumentos son también útiles a mayores presiones que las mostradas. La porción lineada diagonalmente representa el comportamiento que, por una u otra razón, es un poco marginal. El otro límite terminal en forma de tres dedos redondeados representa, de una manera ligera, el límite más allá del que ordinariamente no es valorado mientras que para extender el principio particular de operación, otro diseño más simple es enteramente adecuado.

La figura 3 muestra un medidor aneroides comercial de alta sensibilidad. Los fuelles principales son evacuados y la presión desconocida es introducida dentro de la cámara de ambiente. Las altas presiones golpean los fuelles, los cuales están protegidos por sí mismos. Los pequeños fuelles de metal actúan como sello de vacío, libre de fricción.

Como muestra la figura 1, el principio de deflexión mecánica es útil a arriba de 100 micrones, su mayor utilidad está a presiones superiores a 1 mm de Hg. La extensión a bajas presiones es posible por la observación de deflexión mecánica con medios más sensitivos y sutiles, como el caso del medidor de diafragma.

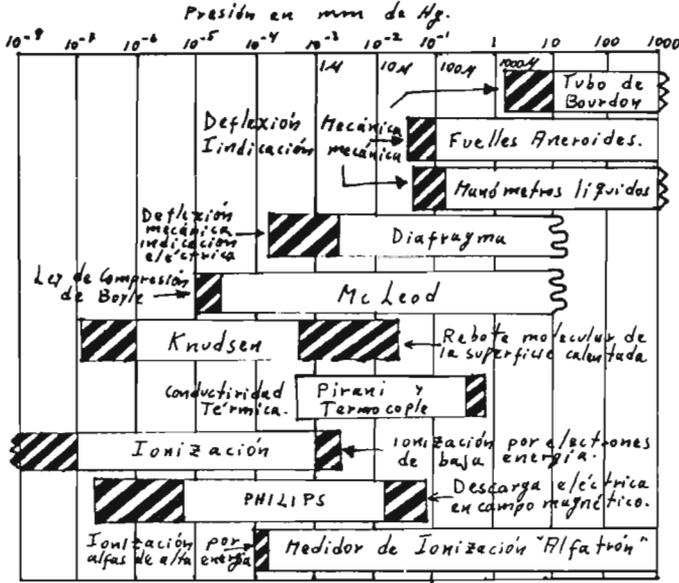


Figura 1. Rangos útiles de presión para diferentes principios de operación.



Figura 2. Rangos de algunos medidores comercialmente disponibles.

En dos medidores de diafragma comerciales bien conocidos con rangos extendiéndose a un poco menos de 1 micrón, son usados frecuentemente diferentes medios eléctricos de sensibilidad de deflexión. Uno está basado en el desbalance de un circuito puente de medición de capacidad de corriente alterna y el otro usa la variación del acoplamiento entre dos bobinas estañadas cuando un cercano diafragma de metal es deflectado por la presión desconocida. En el primer caso la deflexión era llevada a un valor cero por medio de un ingenioso método de atracción electrostática, -- siendo calculada la presión desconocida a partir de su proporcionalidad al cuadrado del voltaje de atracción. Este medidor ha sido ampliamente usado en equipo de espectrometría de masas.

Como los medidores de diafragma son hechos más sensitivos, están sujetos a distintos problemas los que son significantes limitaciones: fatiga mecánica e histéresis, susceptibilidad a los cambios de temperatura ambiente y temperaturas diferenciales, -- sensibilidad de orientación y vibración. Por consiguiente, cuando los medidores son diseñados para medir presiones menores a algunos cientos de micrones, algunas características deseadas deben ser casi inevitablemente abandonadas.

B. Medidores de Media y Baja presión, casi independientes de la Composición

Los medidores McLeod y Knudsen retienen casi la característica de independencia de la composición. La figura 4 muestra las dos formas de medidor McLeod, el cual puede ser llamado como un medidor líquido multiplicador de presión. Una medición directa visual de bajas presiones es obtenida por la compresión de un volumen grande conocido de gas dentro de un volumen mucho más pequeño conocido también; la presión ejercida por este gas comprimido es por tanto suficiente para soportar una columna medible de fluido manométrico, el cual es mercurio casi siempre. Es necesario que el gas obedezca la ley de Boyle, por lo que los vapores condensables generalmente no pueden ser medidos exactamente

en un medidor McLeod con razones de compresión usuales. La característica de lectura continua es también sacrificada: la manipulación es un poco lenta y se necesita más o menos un minuto para la igualación de la presión y lectura. Vapores de mercurio u otro fluido manométrico se difundirán hacia el sistema de vacío y causarán problemas a menos que se usen válvulas o trampas frías de vacío. A pesar de estos inconvenientes el medidor McLeod es, sin embargo, un estándar fundamental de presión, y es ampliamente usado por los fabricantes en la calibración de otros medidores más convenientes.

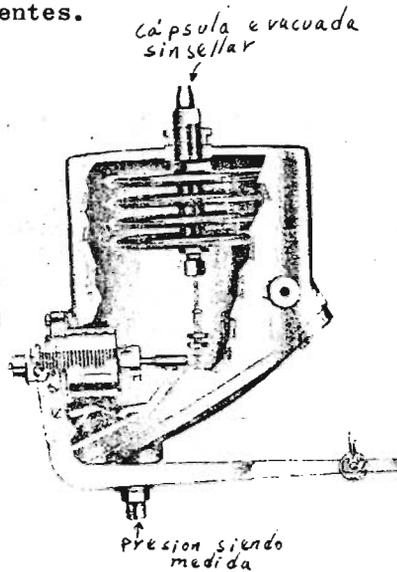


Figura 3. Elemento sensitivo de cápsula aneroide

Como muestra la figura 1, el medidor Knudsen es útil en un rango de presión que se sobrepone con el del medidor McLeod y se extiende a presiones dos décadas más abajo. Se han hecho muchas variaciones en la construcción, pero los únicos medidores Knudsen comercialmente disponibles tienen la construcción general mostrada esquemáticamente en la figura 5. Una aspa muy ligera y

y un espejo son soportados sobre una suspensión de torsión delicada. Adyacente al aspa suspendida están dos aspás fijas calentadas eléctricamente. Cuando un gas muy rarificado está presente en la región entre las dos aspás, se experimenta una fuerza por lo que el aspa suspendida es repelida contra la torsión de su suspensión. La deflexión resultante es leída en una escala translúcida, y la presión es obtenida de una curva de calibración.

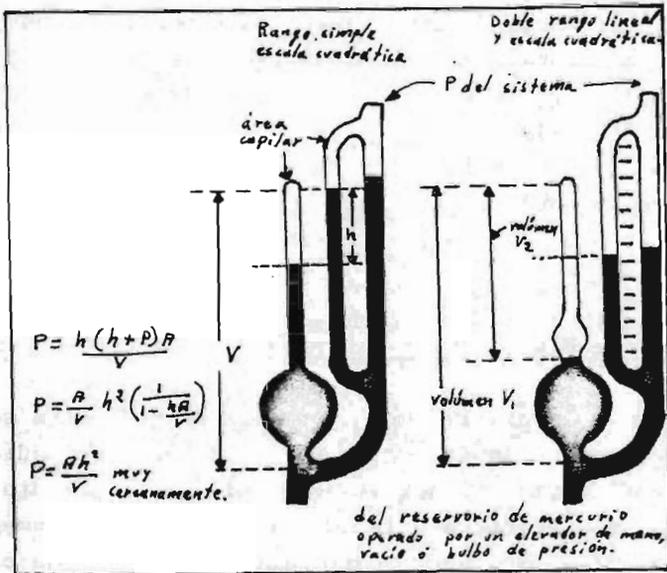


Figura 4. Medidores McLeod

Para una operación apropiada del medidor Knudsen, es necesario que la trayectoria libre media de las moléculas del gas sea grande, lo cual implica presiones muy abajo de 1 micrón: la trayectoria libre media en pulgadas es muy groseramente igual a dos dividido por la presión en micrones de mercurio.

Si la presión del gas es suficientemente baja con el objeto de que la trayectoria libre media sea mucho mayor que el espacio entre las dos aspás, entonces el desplazamiento angular del aspa, leído en la escala translúcida, es exactamente proporcional

a la presión del gas presente. Si la construcción del medidor es tal que establece temperaturas definidas para los diferentes elementos, dentro de un poco por ciento la deflexión es esencialmente independiente de la naturaleza del gas, incluyendo vapores -- condensables, así como el criterio de trayectoria libre media -- visto anteriormente. Ningún medidor comercial conocido incorpora esta construcción más bien costosa, sin embargo, la característica de casi independencia de composición está por tanto usualmente confinada a la porción más baja del rango de presión. A pesar de sus potencialidades interesantes, el medidor de Knudsen en su forma disponible ha sido de poca aplicación práctica industrial. Las razones más fundamentales para que esto ocurra son probablemente la tendencia hacia su torpeza mecánica y la ausencia de indicación conveniente de tipo remoto (indicación a distancia del lugar de medición).

C. Medidores de Conductividad Térmica

Como muestra la figura 1, tres tipos más de medidores son útiles en el rango de presiones arriba de un micrón. Los medidores de conductividad térmica Pirani y Termocople (acoplamiento térmico) que son extremadamente simples y baratos, son ampliamente -- usados en la región desde unos pocos micrones hasta unos cientos de micrones. El elemento principal de estos medidores es un fino alambre o cinta calentada eléctricamente y sumergida en el gas -- cuya presión es medida. La temperatura a estado estable obtenida por este alambre calentado es determinada por un balance de calor: la pérdida de calor toma lugar por conducción a través de -- los conductores eléctricos conectados, por radiación térmica, y convección, no siendo importante, por conducción a través del -- gas de los alrededores. Es un hecho bien conocido y altamente interesante que para presiones dentro de dos o tres décadas de la atmosférica, la conductividad de calor de los gases es casi independiente de la presión. Esta curiosa afirmación es un resultado del hecho de que para estas presiones la trayectoria libre media

de una molécula de gas es mucho más pequeña que las dimensiones del aparato ordinario. Para presiones lo suficientemente bajas como para que la trayectoria libre media no sea despreciablemente pequeña, la conductividad térmica cambia con la presión y -- eventualmente decrece en proporción lineal con la presión.

La relación entre la temperatura en el alambre y la presión del gas es por tanto característicamente diferente en tres diferentes rangos de presión. A altas presiones (arriba de 1 mm de Hg) la conducción constante del gas se considera para casi toda la pérdida de calor, y la temperatura relativamente baja obtenida por el alambre es independiente de la presión. A presiones intermedias la pérdida de calor a través del gas decrece como -- se discutió anteriormente, y los tres mecanismos de pérdida de calor son importantes, con el resultado de que la temperatura -- obtenida aumenta y depende de la presión. A presiones abajo de unas décimas de micrón, la pérdida de calor a través del gas es nula comparada con la conducción a través de los conductores y es nula también comparada con la radiación: la temperatura tiene de hacia un máximo y otra vez llega a ser independiente de la -- presión.

En el medidor Pirani el elemento de alambre usualmente es hecho de una de las cuatro resistencias eléctricas de un puente -- Wheatstone; un cambio en la presión altera la temperatura del -- alambre y con esto su resistencia; con lo cual resulta un desbalance del puente con lo que se produce una corriente útil en el microamperímetro del puente. Como se indicó en la figura 1, el rango más adecuado es desde unos pocos micrones hasta cientos -- de micrones.

El medidor Termocople es usado como un simple recurso alternativo para la utilización de la relación entre la temperatura del alambre y la presión. Uno o más termocoples, en contacto -- térmico con el alambre calentado, son conectados a un microamperímetro de baja resistencia que tenga una escala no lineal de -- presión apropiada. Es usual ajustar la corriente de entrada al alambre calentador a un valor determinado de fábrica con lo que

se obtendrá el estandar de calibración de presión con razonable exactitud.

Puesto que la relación entre la presión del gas y la temperatura del alambre depende del enfriamiento por el gas y puesto -- que gases diferentes tienen conductividades térmicas diferentes, la curva de calibración del medidor es diferente para gases dife rentes. Además, las indicaciones a bajas presiones dependen de -- las condiciones de la superficie del alambre, las cuales pueden afectar la radiación de calor (emisividad) y la conducción de ca lor a través del gas (coeficiente de acomodación). El medidor -- Termocople no es de confianza a presiones abajo de 20 micrones. Excepto en diseños especializados no fácilmente disponibles co-- mercialmente, estos medidores no siguen la fluctuación rápida de la presión muy satisfactoriamente puesto que un tiempo aprecia-- ble (generalmente mayor de 1 segundo) es requerido para el calen tamiento o enfriamiento necesarios para que la temperatura final y presión final sean obtenidas. A pesar de estas limitaciones -- los medidores Termocople y Pirani son tan simples, baratos, y fá-- ciles de usar que son universalmente usados donde una indicación de presión, más bien que una medición exacta, es requerida.

D. Medidores que Usan Ionización Eléctrica

La operación de una clase importante de medidores involucra -- la ionización del gas por algún medio y después la medición de -- la corriente iónica. Por diseño conveniente esta corriente ióni-- ca puede ser usualmente obligada a que siga una ley lineal sobre varias décadas de presión. Es importante reconocer que las pro-- piedades de ionización de diferentes gases difieren característi-- camente; por lo que la corriente de ión de un gas diferirá de la corriente de ión para otro gas, aún cuando sus presiones sean -- iguales. Además, aquí la cantidad medida no es presión sino núme-- ro de moléculas de gas por unidad de volumen; la velocidad mole-- cular (y por tanto la temperatura) no tienen efecto en el proce-- so de ionización. Esta diferencia fundamental es de gran impor--

tancia y gran potencial de utilidad, puesto que los medidores -- que operan sobre el principio de ionización pueden medir la densidad del gas directamente. La técnica de ionización, combinada apropiadamente con otras técnicas para la medición de presión -- verdadera, temperatura, velocidad, y otras variables, es aplicable a una amplia variedad de problemas de instrumentación.

La figura 6 muestra el medidor más común de ionización de filamento caliente, en donde el agente de ionización es una corriente de electrones de baja energía emitidos por un filamento incandescente. Los electrones son atraídos hacia una rejilla, la cual tiene un potencial positivo con respecto al filamento y tiene la forma de una espiral como se muestra en la figura 6. La parte que rodea al filamento y a la estructura de la rejilla es un electrodo cilíndrico que es mantenido negativo con respecto al filamento y además sirve como colector de iones positivos formados en el espacio entre los dos electrodos. La mayoría de los electrones evitan la rejilla en la primera aproximación y oscilan unas pocas veces en el espacio entre el colector de iones y el filamento antes de alcanzar por último la rejilla. Mientras atraviesan su trayectoria los electrones colisionan con moléculas de gas ionizandolas; aquellos iones positivos formados en el espacio entre la rejilla y el electrodo colector son atraídos hacia el colector y esta corriente iónica es entonces medida.

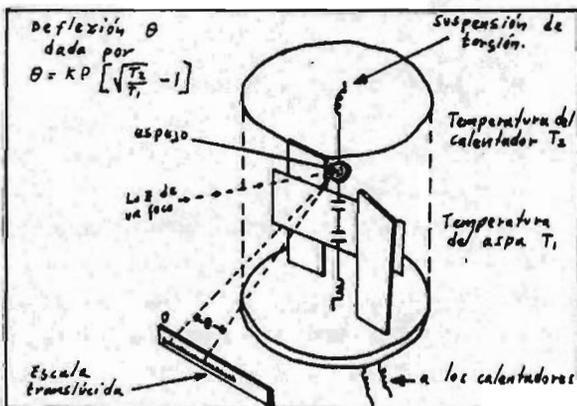


Figura 5. El medidor Knudsen

Las dimensiones del medidor, más particularmente las del cilindro colector exterior, determinan la sensibilidad del medidor, ésta puede ser expresada (la sensibilidad) como la razón de corriente iónica a corriente de electrones, para un gas particular (usualmente aire seco) a una presión establecida (usualmente 1 micrón). Equivalentemente, la sensibilidad puede ser expresada como la razón de corriente iónica a presión del gas, para una corriente particular de rejilla. Una sensibilidad típica de 100 microamperes/micrón de presión de aire a 5 miliamperes de corriente de rejilla.

El medidor de ionización de filamento caliente sufre diferentes desventajas. Puesto que los materiales emisores de electrones son operados al rojo o al blanco, son drásticamente afectados si la presión del gas es inadvertidamente aumentada arriba de unos pocos micrones. Sin circuitos protectores de inflamación, ésta es inevitable si estos medidores son expuestos a la presión atmosférica con el filamento caliente. Otra de las desventajas es que el filamento caliente calienta el gas drásticamente, lo cual puede causar reacciones químicas objeccionables en detrimento del gas o del medidor. Finalmente, puesto que diferentes regiones de los medidores están a temperaturas elevadas, existe una considerable dificultad con la adsorción y evolución de gas por el medidor mismo, estos efectos pueden enmascarar la respuesta deseada de presión del gas que está siendo medido. A presiones abajo de 10^{-7} mm de Hg una limitación debida a la acción de rayos X suaves ha sido reconocida.

Algunas de estas desventajas no se presentan o se presentan poco en el medidor Phillips inventado por Penning. Este es un medidor de cátodo frío y consecuentemente está libre de las desventajas de la alta temperatura del medidor de ionización de filamento caliente. La figura 7 muestra esquemáticamente la construcción de una típica cabeza sensora Phillips. El ánodo es una cajita en forma de cápsula abierta por los dos extremos y los cátodos son discos espaciados coaxialmente una distancia corta de las terminales del ánodo. Un potencial eléctrico de 2,000 volts

es aplicado entre el ánodo y el cátodo, y los elementos del medidor están sumergidos en un campo magnético de 500 gauss, obtenido generalmente por medio de un imán permanente. La función del campo magnético es la de forzar los electrones que aparezcan en el espacio interelectródico a viajar en trayectorias espirales de muchas vueltas. Por lo tanto, cada electrón atraviesa una larga travesía antes de chocar con el ánodo y tiene correspondientemente una buena oportunidad de producir ionización en el gas. Esta longitud incrementada de trayectoria disminuye la presión mínima en la que una descarga eléctrica puede ser sostenida por sí misma, y hace que el medidor Phillips sea útil a bajas presiones y que pueda ser empleado en otros dispositivos de descarga de gas.

El rango y la linealidad del medidor Phillips son sensitivos a los materiales de construcción y a la configuración exacta del electrodo. Una desventaja es que existe una considerable tendencia para que la superficie de aislamiento de alto voltaje llegue a ser contaminada por la acción de la descarga, esto requiere un limpiado periódico de naturaleza drástica, tal como un raspado con arena. La gran ventaja del medidor Phillips es que está probado contra inflamación y puede ser expuesto a la presión atmosférica sin daño.

El tercer tipo principal de medidor que opera sobre el principio de ionización es el medidor de ionización alfatrón, mostrado esquemáticamente en la figura 8. Aquí la ionización del gas es producida por un flujo constante de partículas alfa de alta energía emitidas por una delgada laminita que contiene radio y sus productos radiactivos de decaimiento. La laminita está sellada para prevenir escape de radón -el único producto gaseoso de decaimiento- y la cantidad de radio requerida es lo suficientemente pequeña como para que no sea peligrosa.

Las partículas alfa son ionizadores muy efectivos de gases dentro de la cámara. La corriente iónica es, sin embargo, demasiado pequeña para ser leída directamente sobre un microamperímetro y requiere de amplificación por medio de un circuito. Este -

circuito no está mostrado en la figura 8, aunque la conexión a éste es hecha por medio de electrodos aislados al final de la cámara de ionización. Las partes del alfatrón junto con los otros instrumentos de indicación eléctrica -los medidores Termocople, Pirani, el Phillips, y el de ionización de filamento caliente- tienen la ventaja de una cabeza sensora y una unidad de indicación que está conectada por medio de un cable de longitud no crítica el cual puede ser separado físicamente para un máximo de -- conveniencia.

El Alfatrón tiene varias características únicas y útiles. Primero, puesto que ninguna parte del medidor es requerida para operar a cualquier otra temperatura que la ambiente, existe una completa ausencia de efectos termales los cuales son muy problemáticos en el caso del medidor de ionización de filamento caliente. Esto hace posible que el medidor opere satisfactoriamente a cualquier temperatura desde unos pocos grados arriba del cero absoluto hasta el punto de fusión de los materiales de construcción. -- Una segunda ventaja es que ninguna descarga de alto voltaje es usada y por consiguiente no existe el ensuciamiento que ocurre -- por esta causa. La tercera ventaja es la relación lineal inherente entre la densidad del gas y la corriente iónica, previendo -- que sólo ciertas consideraciones dimensionales son admitidas en el diseño. Por medio de la configuración de la cámara de iones -- dibujada en la figura 8, se ha hallado que el rango de un sólo -- instrumento cubra algo más de seis factores de diez con perfecta linealidad.

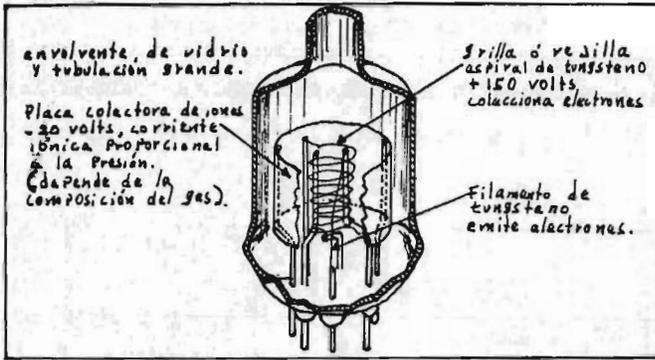


Figura 6. El medidor de Ionización.

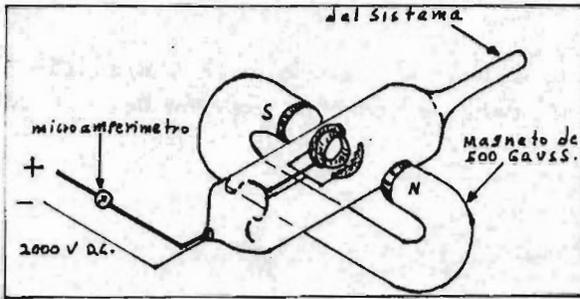


Figura 7. Cabeza sensora del medidor Philips.

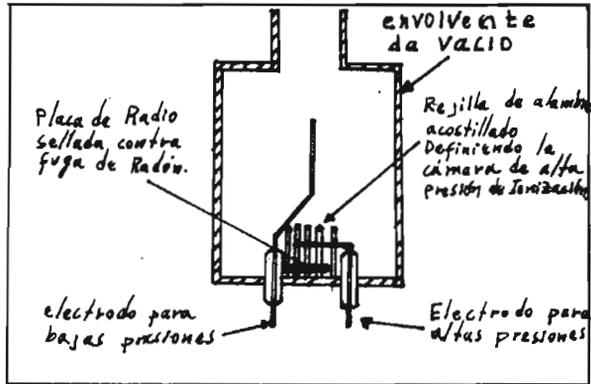


Figura 8. Dibujo de la cámara de ionización Alfatrón para un rango de presión de seis décadas

3.

OTROS MEDIDORES Y SU CALIBRACION

Los medidores de ionización tienen diferentes sensibilidades para diferentes gases y por lo tanto requieren un factor de calibración para cada gas, este factor se toma como la unidad para el aire. Por lo tanto para un medidor de ionización con radio como fuente de emisión, se tiene un grupo de curvas tales como las mostradas en la figura 9. En general, todos los medidores de ionización tienen una calibración lineal y la magnitud de sus corrientes iónicas es una función de la densidad y la energía del agente ionizante, así como de la densidad molecular del gas en cuestión. Para mantener un factor de calibración constante, estas cantidades deben mantenerse constantes si no lo son. En un medidor de ionización de filamento caliente, la emisión del filamento y el potencial de aceleración deben ser regulados contra fluctuaciones y el grado de control de estas variables determina la exactitud a la cual la presión de un gas puro puede ser medida.

Dentro de límites razonables, la corriente de gas-ión en un medidor particular de ionización es directamente proporcional al producto del potencial de aceleración, la corriente de emisión y la densidad del gas. En los medidores de iones de filamento caliente comunes, la magnitud de esta corriente gas-ión es del orden de 0.02 a 0.1 microamperes por micrón de presión por miliampere de emisión por volt de potencial de aceleración. La mayoría de estos valores pueden ser incrementados por un oom (orden de magnitud) a través del uso de dimensiones físicas escaladas, aunque resultan medidores excesivamente grandes por este aumento de sensibilidad. Ha sido observado experimentalmente que la sensibilidad es ásperamente proporcional al diámetro de placa en un medidor de ionización de triodo cilíndrico, aunque llega a ser prácticamente imposible el uso de medidores cuyo volumen es comparable al volumen del sistema de vacío simplemente para obtener una mayor sensibilidad. El incremento de la emisión está limita-

do por el tamaño y la evaporación del filamento a las altas temperaturas requeridas para altas densidades de emisión. De esta manera, un filamento de tungsteno puro es preferible a otros tipos de emisores, debido a que sus características de emisión no cambian tan radicalmente como las de otros emisores bajo la amplia variedad de condiciones de operación encontradas en el servicio de medidores de iones. Los altos potenciales de operación no sólo son peligrosos para el personal sino también causan desviación de la linealidad de calibración a bajas presiones.

Parece ser que se puede medir un rango de presión, y éste es el límite inferior el cual está determinado sólo por la sensibilidad del medidor de corriente de iones. Esto no es enteramente cierto, porque medidores con dimensiones prácticas, potenciales de aceleración, y densidades de emisión, mayores que 500 microamperes por micrón no pueden ser esperadas. Aún usando el valor de presión de 10^{-5} micrones, la corriente de iones obtenida sólo nos da el valor de 5×10^{-9} amperes, un valor de la región de las corrientes fotoeléctricas. El límite superior de utilidad del medidor de iones de filamento caliente está considerado como un micrón. Dos factores determinan este valor: desviación de la linealidad de calibración y corta vida del medidor. La razón más importante de lo anterior está atribuida a la reacción química acelerada entre el filamento y la alta densidad del gas. Este factor puede ser minimizado por el uso de corrientes de emisión muy bajas y potenciales de aceleración reducidos, así se pueden obtener linealidad y larga vida con presiones hasta de 50 micrones.

A. Medidores para Funciones Especiales

Nuevos tipos de medidores se han desarrollado para servir en funciones particulares. El primero de éstos utiliza un principio diferente a los que acabamos de discutir, que depende de las propiedades de presión de la molécula y de la transferencia de calor. Los medidores en esta categoría tienen su rango de utilidad

determinado principalmente por las dimensiones físicas de la cámara en la cual sus elementos sensitivos están encerrados. El -- rango es generalmente de 1 a 1,000 micrones, aunque éste puede -- ser variado en un oom en cualquier dirección por una modifica--- ción conveniente de dimensiones o de constantes de operación. -- Los medidores de este tipo no son satisfactorios para determina--- ciones de presión exactas, debido a que su calibración cambia -- con el tiempo y con lo cual se necesita frecuentemente recalibra--- ción. Sin embargo, como dispositivos de medición aproximada son insuperables debido a su propia simplicidad y a la simplicidad - de sus controles asociados.

Este medidor (figura 10) fue construido para controlar el pro--- ceso en una máquina automática de evaporación a vacío en un pun--- to donde las presiones de bombeo mediano fueran lo suficientemen--- te bajas para permitir que procediera el siguiente paso en el -- proceso. Los elementos resistivos fueron conectados en serie-pa--- ralelo. Los componentes fueron encerrados en una envolvente a va--- cío del mismo tamaño que un tubo (bulbo) 6L6 estandar. Una compa--- ración de conexiones en serie, en paralelo, y en serie-paralelo es mostrada en la figura 11. El arreglo serie-paralelo tiene una ligera ventaja sobre los otros a 500 micrones, con lo que se eli--- gió para su construcción. Los medios básicos para control están mostrados en la figura 12. Aquí el generador de baja impedancia (el medidor Pirani) está bien ajustado a un bulbo ligero de plo--- mo. La combinación bulbo ligero-fotocelda actúa como un transfor--- mador-amplificador de impedancia para dar alta impedancia y vol--- taje de señal moderado al tubo amplificador de vacío. Con esta - construcción una sensibilidad variable está también disponible - por la operación del bulbo sobre el codo (variación brusca) de - su curva de emisión. El control está mostrado en la figura 13, - donde R-1 controla el punto de operación del amplificador y R-2 controla la posición del codo de la curva de emisión con respec--- to a la presión en el medidor. Este arreglo ha sido probado sa--- tisfactoriamente a pesar de su simplicidad.

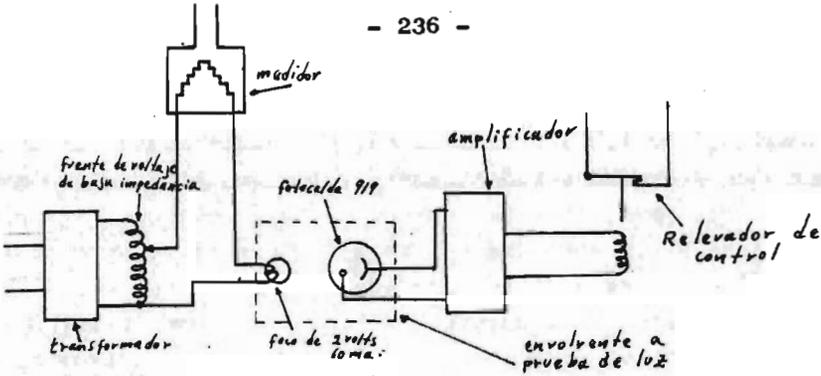


Figura 12. Diagrama de bloques del circuito de control.

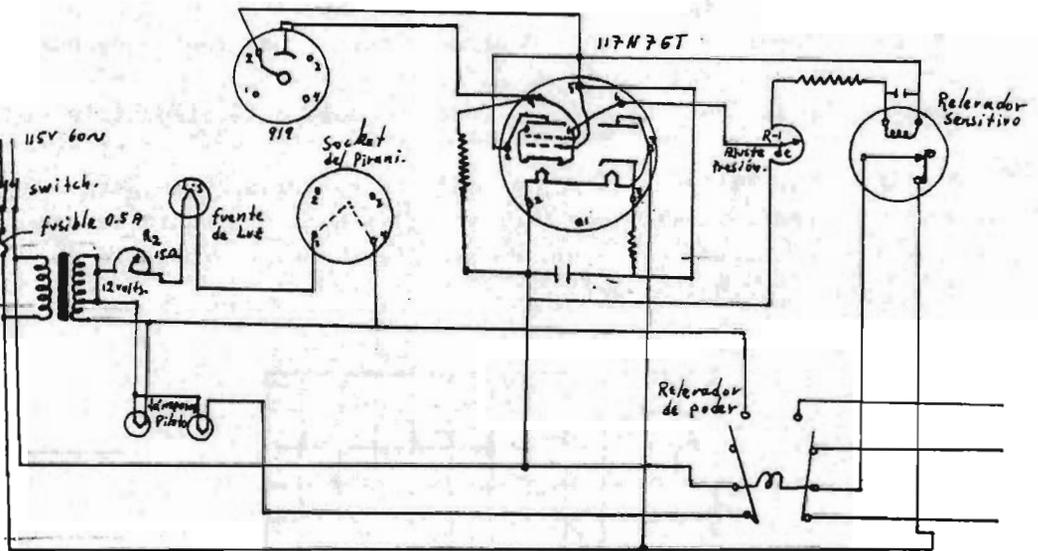


Figura 13. Diagrama esquemático del interruptor de presión del medidor Pirani.

El problema de control y prueba de la misma máquina automática a presiones de 1.0 a 0.5 micrones, respectivamente (control a 1.0 micrones y prueba a 0.5 micrones), fue resuelto en una manera ligeramente diferente. Un medidor de ionización de filamento caliente pudo haber sido usado para este propósito, pero de la complicación que nació de la necesidad de un control de emisión surgió otro medidor más adecuado --llamado, medidor Phillips, que vimos anteriormente. Como ya se dijo, un medidor Phillips es una forma modificada de un medidor de descarga en el que un campo magnético causa grandes trayectorias iónicas entre los electrodos, de tal manera que la ionización regenerativa pueda ocurrir a presiones menores que las que ordinariamente serían posibles con las mismas dimensiones de electrodo sin el campo magnético. La calibración para el medidor usado está mostrada en la figura 14. Los valores de corriente mostrados son de una fuente de poder de 2,000 volts a través de un resistor limitante de un megohm. Por lo tanto un gran voltaje de señal está disponible si una gran resistencia de carga es usada. Este voltaje es aplicado directamente a la rejilla de ignición de un triodo 0A4G para actuar como control relevador (Relay). El ajuste del punto de operación es realizado por medio de un potenciómetro ordinario en el circuito de rejilla del 0A4G.

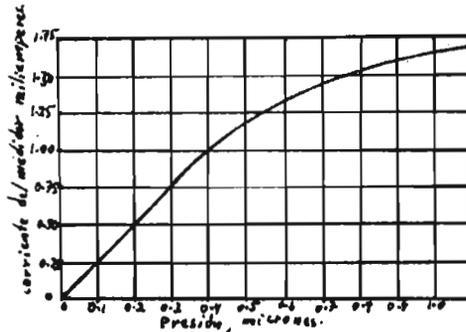


Figura 14. Calibración del medidor Phillips

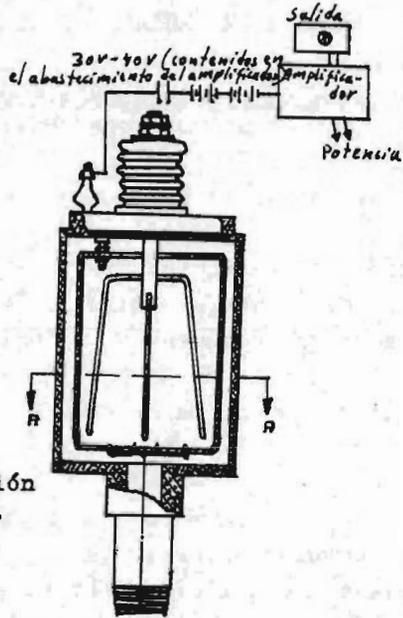


Figura 15. Medidor de ionización de fuente de radio.

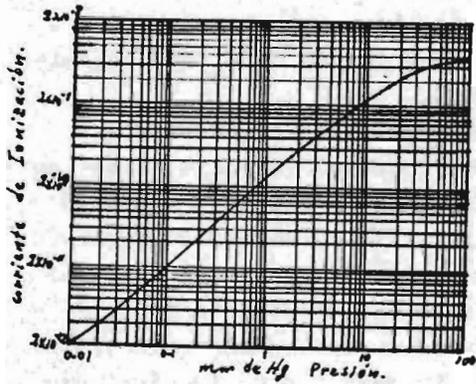


Figura 16. Calibración del medidor de ionización de fuente de radio.

B. Medidor de Ionización de Fuente de Radio

En el campo de la deshidratación a vacío, los manómetros de aceite fueron usados para medir arriba de un milímetro y abajo de 10 milímetros. Debido a que éstos requerían una presión de referencia supuesta como cero, producida por una pequeña bomba de vacío, estos medidores nunca constituyeron un método conveniente de medición de vacío. Debido a esto apareció el medidor de ionización de fuente de radio. En este medidor la ventaja de linealidad de calibración para un medidor de filamento caliente fué retenida hasta 25 mm de Hg o aun una presión un poco mayor de estos 25 mm de Hg. La necesidad de control de emisión y aceleración (potencial de aceleración) fue también eliminada por la naturaleza de la fuente.

En este medidor como se muestra en la figura 15 existen cuatro elementos mayores: (a) la fuente de agentes ionizantes; (b) el electrodo colector; (c) la coraza que produce el campo colector y (d) la coraza de vacío. La coraza de vacío y la coraza productora del campo colector podrían ser combinadas y se deseó que mantuvieran un mínimo de diferencia de potencial a través del aislante que soportó el electrodo colector. Es deseable que este potencial sea tan pequeño como sea posible para minimizar los efectos de fugas eléctricas. La calibración de un diseño de este medidor está mostrado en la figura 16.

La corriente iónica debe ser entendida como la corriente de saturación relativamente independiente de los potenciales del colector. La ruptura de la linealidad a alta presión es atribuida a pérdidas de iones por recombinación. El incremento de fuerza del campo de colección compensa la tendencia hacia las pérdidas por recombinación aunque también causa una pérdida de linealidad a bajas presiones debido a los efectos de ionización regenerativa en el campo de fuerza requerido. La magnitud de la corriente de iones se observa que es pequeña: 10^{-15} ampere por micrón por microgramo de radio. Con cantidades moderadas de radio en la fuente, es necesario todavía tener un amplificador de corriente

de alta sensibilidad capaz de leer presiones en el intervalo de 1 a 100 micrones. Para evitar la no linealidad, es deseable tener un amplificador cuyo factor de amplificación sea constante sobre el rango de presiones de operación. Esto lo satisface el amplificador Roberts (el circuito básico está mostrado en la figura 17). En éste, la amplificación del circuito es igual a la razón de resistencia de entrada a salida con un pequeño error - si la ganancia de voltaje de la retroalimentación es alta. Tres factores determinan el límite de baja presión de este medidor: (1) el tamaño físico y concentración de radio de seguridad; (2) una corriente muy baja de 2×10^{-15} amperes por microgramo de radio causada por emisión secundaria del electrodo colector bajo bombardeo de partículas alfa; (3) una corriente de rejilla - del tubo amplificador de entrada la cual puede ser apreciable - comparada con la magnitud de la corriente iónica que es medida. Con un medidor de tamaño comercial, el límite inferior de sensibilidad de presión es 100 micrones a escala completa. Usando -- concentraciones de radio mayores a un miligramo y grandes volúmenes, se han hecho medidores de 10 micrones de sensibilidad a escala completa. El límite superior de presión de utilidad puede extenderse a casi cualquier valor dentro de las limitaciones de construcción física. En la figura 18 se puede ver que el --- error al final de 10 años sin recalibración es aproximadamente 7%.

Se han hecho modificaciones del diseño inicial para necesidades particulares convenientes. Una de éstas tiene grandes posibilidades en la información de telemedicación de presión a un centro de control de un número de fuentes diversas. En este diseño el elemento controla la conductancia que está en la rejilla conectada a la conexión de tierra de oscilador de bloqueo como se muestra en la figura 19. La presión por lo tanto controla la -- frecuencia de bloqueo y puede ser leída de una curva de calibración de frecuencia contra presión como se aprecia en la figura 20.

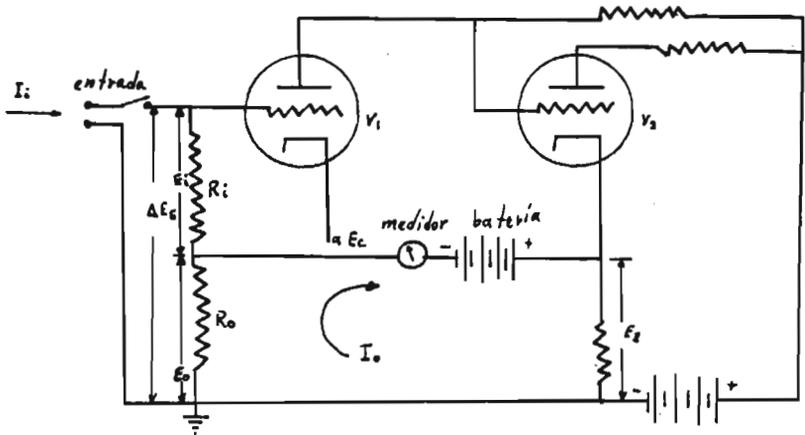


Figura 17. Diagrama esquemático elemental del amplificador del medidor Alfatrón.

La adaptación final es un pequeño modelo de el diseño original donde la coraza de vacío es usada como un electrodo y el colector de iones sirve como fuente de radio (figura 21). Volúmenes tan pequeños como 0.75 pulgadas cúbicas fueron alcanzados con una sensibilidad máxima de 300 micrones a escala completa. Esta construcción exhibe algunos efectos esperados e interesantes. Cuando los iones positivos fueron colectados en el colector iónico, fué observada una corriente muy baja con un valor de 1.4×10^{-12} amperes, mientras que la colección de iones negativos en el mismo punto causó corrientes 50 veces mayores. Esto ha sido atribuído a la producción de electrones secundarios en las paredes de la cámara por partículas alfa. Con lo que la corriente de iones positivos se redujo cuando se leyó y la corriente de iones negativos se incrementó cuando fue leída.

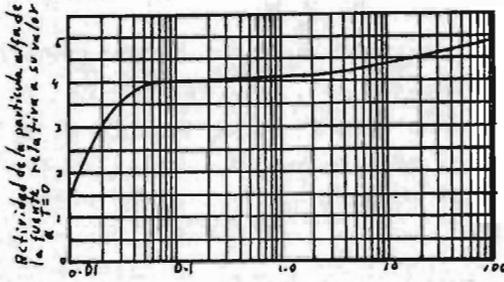


Figura 18. Calibración del medidor de fuente de radio

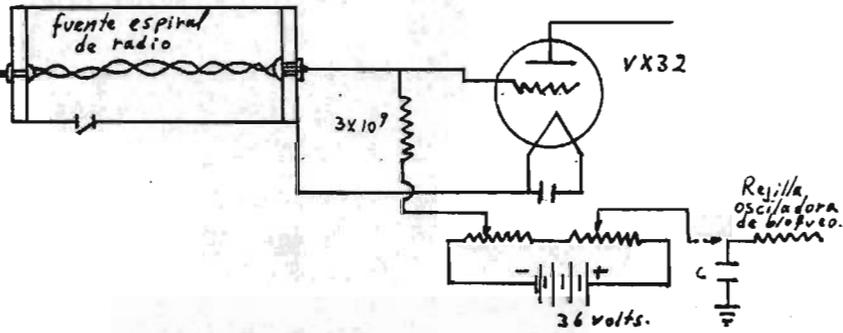


Figura 19. Adaptador de radiosonda

Otro tipo de medidor de ionización es el diseñado por Bayard-Alpert cuyo diagrama esquemático puede observarse en la figura 22. Este medidor puede operar a presiones abajo de 10^{-10} mm de Hg y con diseños especiales puede operar a presiones menores de 10^{-12} mm de Hg.

Como ya se mencionó anteriormente, en algunas aplicaciones, un conocimiento de la presión total aproximado es suficiente. Aunque también es importante, algunas veces, el conocer no solamente la cantidad de gas presente sino también su composición. Las composiciones de gas en alto vacío y ultra alto vacío pueden ser establecidas por medio de espectrómetros de masas modificados especialmente para operar en equipo de alto vacío. Una fuente de iones, similar a la del medidor de ionización descrito antes, es usada en muchos de estos dispositivos. Aquí los iones formados son separados de acuerdo con su masa.

En la siguiente tabla se muestra una clasificación de los tipos de medidores de vacío:

MEDIDORES DE VACIO

Tipo	Rango (mm de Hg)	Observaciones
Diafragma	$100-10^{-3}$	No sensible a la composición no es conveniente para registro y control
Pirani	$100-10^{-3}$	No lineal, sensible a la composición del gas, no se daña con exceso de presión
Termocople	$1-10^{-3}$	Bajo costo, no lineal, sensible a la composición del gas, muy durable
McLeod	$5-10^{-5}$	De calibración estandar, no sirve para gases condensables, sólo da lecturas intermitentes

Ionización (filamento caliente)	10^{-3} a 10^{-12}	Lineal, es ampliamente usado, sensible a la composición del gas, se dañan con sobrepresión (mayor de 10^{-3} mm de Hg)
Ionización (cátodo frío) (Phillips)	10^{-6} a 10^{-12}	No lineal, sensible a la composición del gas, no se daña con sobrepresión
Ionización (Alfatrón)	760 a 10^{-4}	Lineal, sensible a la composición del gas, no se daña con sobrepresión, requiere campo magnético
Ionización (Redhead)	10^{-4} a 10^{-13}	Lineal, sensible a la composición del gas, no se daña con sobrepresión, requiere campo magnético
Espectrómetro de masas (de sector magnético)	hasta 10^{-14}	Debe ser usado donde la composición del gas es importante. Es de alto costo. Puede ser usado para el análisis de funcionamiento de un sistema, y para detección de infiltraciones (fugas)

C. Resumen de las Características de Medidores Comerciales

La figura 23 es un sumario de las diferentes propiedades de los medidores discutidos aquí. Las propiedades pertinentes han -

puestas como preguntas establecidas en la columna del lado izquierdo, las preguntas están de tal manera que una respuesta afirmativa (sí) indica un punto a favor del medidor particular. Un cuadro vacío indica una respuesta afirmativa, y como se muestra en la clave de símbolos en la esquina superior izquierda existen tres grados de respuestas negativas, representados por tres grados de rayado diagonal. Es por supuesto, imposible hacer evaluaciones completamente cuantitativas, aunque la figura 23 se considera como una buena guía.

Como se mencionó antes, los rangos de presión sobre los cuales los principios de operación son más útiles son expuestos en la figura 1, sin que esto implique que una unidad cubra todo el rango dado. La figura 2 ha sido dibujada de tal manera que se pueda obtener una idea del rango de utilidad de unidades individuales comercialmente disponibles.

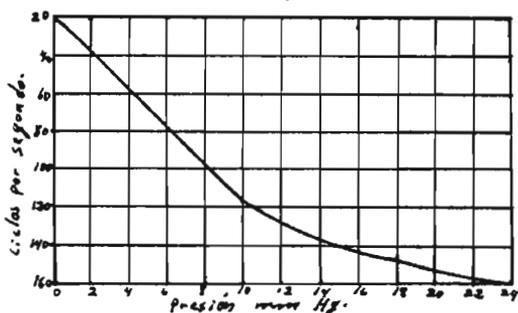


Figura 20. Curva de calibración del Alfatrón radiosonda

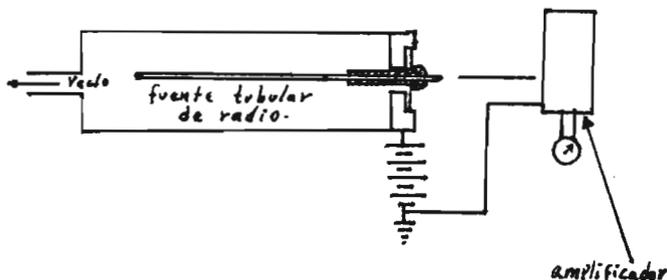


Figura 21. Medidor Alfatrón en miniatura

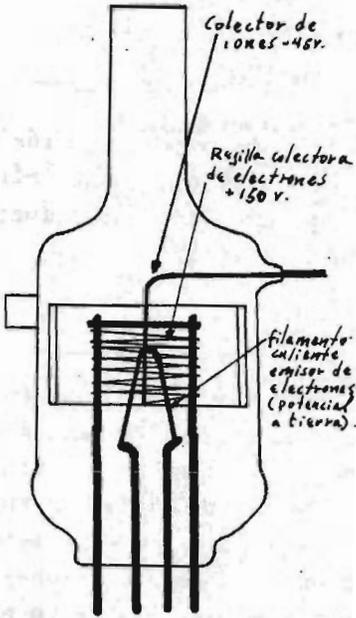


Figura 22. Medidor Bayard-Alpert.

clave de símbolos	Tubo de Bourdon	Capacita	Alarma de	Medidor de	Misocapeta	lipulio	McLeod	Knudsen	Pirani y	Termo capil	Medidor de	Phillips	medidor	Alpert	
Composicion independiente?							☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	
Baja el gas sin contaminar?				☑	☑						☑	☑			
descontaminado por gas?				☑	☑						☑	☑		☑	
Independiente de la temperatura			☑					☑							
usable a baja temperatura	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	
usable a alta temperatura	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	☑	
características	solamente alta presión	más baja de trabajo	precisión de trabajo	subutilidad de gas	solamente para no contaminables	delicados a la hora de aplicar la calibración	estable en la temperatura de trabajo	filamento caliente puede bajar un gas por alta presión							

Figura 23. Propiedades de los medidores más importantes.

4. MEDICION Y CONTROL DE INFILTRACIONES
(FUGAS) EN SISTEMAS DE ALTO VACIO

Las presentes notas tratan con los métodos para detección de infiltraciones y la medición cuantitativa de éstas. Estos métodos fueron desarrollados en conexión con una planta de difusión gaseosa para la separación de isótopos de uranio.

A. Técnicas de Prueba de Vacío

La primera operación, de localización de infiltración, fue ejecutada al observar un cambio de la presión del sistema a vacío medida (la presión) con un medidor de ionización de filamento caliente mientras que las áreas de infiltración fueron rociadas con líquidos volátiles. El principal defecto de este método, especialmente en grandes sistemas, es que las infiltraciones más grandes deben ser encontradas antes que las pequeñas. Esto provocaba que se hicieran numerosas pruebas antes de que la impermeabilidad deseada fuera encontrada.

La segunda operación, la de medición de impermeabilidad, fue manejada de la siguiente manera: el recipiente bajo consideración fue bombeado tanto como fue posible, después se aisló del sistema de bombeo y entonces la velocidad de aumento de presión fue registrada. Aunque esto es extremadamente simple en principio, está lejos de satisfacer. Sus principales desventajas es que se producen grandes errores debido al degaseado, por lo que un calentamiento y bombeo prolongados son frecuentemente necesarios antes de una velocidad de infiltración exacta sea obtenida. La magnitud del degaseamiento inicialmente puede ser varias veces la cantidad de aire admitido por infiltración.

Fueron visualizadas nuevas técnicas de vacío que permitieron un perfeccionamiento en la sensibilidad y velocidad de prueba. Estas nuevas técnicas incluyen:

El uso de instrumentos selectivos, esto es, instrumentos que dieran una lectura nula para aire y gases residuales y que res--

pondiera sólomente a un gas de prueba.

El uso de estos instrumentos dinámicamente, esto es, adjuntos a un sistema de evacuación de alta velocidad. Esto permite su uso bajo condiciones óptimas.

El uso de la selectividad de los instrumentos de indicación para permitir la medición de la cantidad de infiltración aún con la presencia de degaseamiento e infiltraciones no reparadas.

Se decidió por consiguiente, investigar y desarrollar, un detector práctico y selectivo que estuviera funcionando continuamente, y determinar las condiciones óptimas para su uso.

Después de la investigación de un número de posibilidades, el espectrómetro de masas fue seleccionado como el instrumento básico de prueba.

Este instrumento trabaja de la siguiente manera: con referencia a la figura 24, la mezcla gaseosa a ser analizada es bombeada dentro de la parte del espectrómetro donde está la fuente. La presión es mantenida a poco menos de 10^{-4} mm de Hg por medio de bombeo continuo. En la fuente del espectrómetro, moléculas de los diferentes elementos presentes son ionizadas por un destello electrónico. El número de iones de cualquier elemento particular así producidos es función de la concentración de ese elemento en la mezcla gaseosa alimentada al espectrómetro.

Los iones así formados son colimados (pasan por un orificio colimador) y se les da un cierto momentum en dirección del analizador por medio de potenciales eléctricos convenientes. A su paso a través del campo magnético, los iones son desviados un cierto ángulo que dependerá de sus respectivas masas.

En la figura 24, los campos eléctricos están ajustados, de modo que los iones de helio entren al colector donde son medidos. Los iones de mayor o menor masa caen sobre cualquier lado del orificio del colector y no son medidos. Los iones de cualquier masa dada pueden ser llevados dentro del colector por campos eléctricos propiamente ajustados. Para propósitos de detección de infiltraciones el instrumento es ajustado para iones de helio (He^+) debido a que el helio es el gas de prueba más satisfacto--

rio. Teóricamente, cuando es así ajustado, mostrará una lectura de cero a menos que helio esté presente en la corriente de gas - bajo análisis. Sin embargo, debido a las inevitables imperfecciones físicas en el aparato, existe un panorama continuo de lectura. La presencia de helio está entonces indicada por un incremento del panorama normal de lectura.

La figura 25 muestra el arreglo general de un tipo de espectrómetro de tubo. Este espectrómetro es conocido como un espectrómetro de 60° puesto que la curvatura de su destello de iones es de 60° . Instrumentos más compactos del tipo de 180° han sido recientemente construídos.

La localización de infiltraciones es de la siguiente manera: el sistema bajo prueba es bombeado tanto como sea posible, se debe poner especial atención a la bomba y al tamaño de la línea. - El espectrómetro de masas es conectado a la bomba de vacío que es usada para succionar el equipo bajo prueba (usualmente entre las etapas de difusión y mecánica). Las áreas sospechosas de infiltración son entonces rociadas con un chorro fina de gas helio. Si el sistema tiene un bombeo adecuado, el chorro de helio puede ser movido a lo largo a una velocidad de 4 ó 5 pies por minuto, y cuando el helio encuentre una infiltración, el medidor de salida del espectrómetro la registra casi inmediatamente. En sistemas complejos, la localización de partes que puedan tener infiltración es una consideración importante de diseño. Sin embargo, en secciones largas de tubería recta, se ha hecho un trabajo exacto de localización de infiltración a una distancia de 0.5 millas (aproximadamente 805 metros) de la estación detectora de infiltraciones.

B. Requerimientos Dinámicos para Prueba de Vacío Rápida y Sensibilidad Alta

El uso de un detector de infiltraciones de alta sensibilidad, tal como el espectrómetro de masas, es de poca utilidad si el sistema bajo prueba no posee las características de bombeo neces-

sarias. Se mostrará después que la razón S/V (velocidad de bombeo del sistema con respecto al volumen bombeado) es de gran importancia, con respecto a la sensibilidad dinámica y velocidad de detección de infiltración. En la figura 26, la respuesta (en el detector) después de exponer el gas de prueba a la infiltración por un tiempo de un segundo es graficada para diferentes velocidades de bombeo.

La exactitud de la respuesta a la prueba será, en gran medida, determinada por la habilidad para funcionar eficientemente de cualquier detector de infiltraciones. En la figura 26 se muestra la imposibilidad de obtener una respuesta exacta sin una razón S/V suficientemente alta, esto es, 6 ó más minutos recíprocos.

Cuando una gran infiltración es encontrada, el sistema llega a estar temporalmente inundado con el gas prueba y es imposible continuar encontrando infiltraciones hasta que este gas sea removido. En la figura 26, la prueba se interrumpe al final de un segundo. Aquellas partes de las curvas para tiempos mayores de un segundo representan periodos de limpia. La duración del tiempo requerido para limpia es función de la razón S/V. Así por ejemplo, si una gran infiltración es probada hasta una respuesta de prueba de 25% del máximo para esa infiltración es obtenida, y el bombeo es entonces continuado hasta que todo menos el 0.5% del gas prueba es removido, los tiempos de limpia en la tabla I son obtenidos. Estos cálculos han sido confirmados experimentalmente.

Tabla I. Evaluación del tiempo de limpia como función de S/V

S/V, min ⁻¹	300	60	30	6	3
Tiempo de limpia, seg	1.7	5.8	11.1	139	546

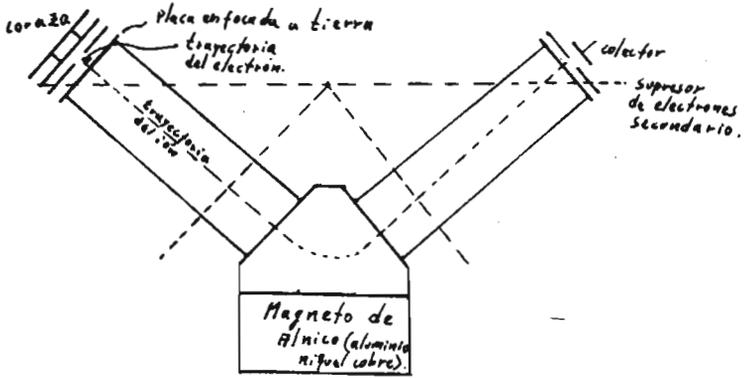


Figura 24. Diagrama esquemático del espectrómetro de masas mostrando la trayectoria de los iones.

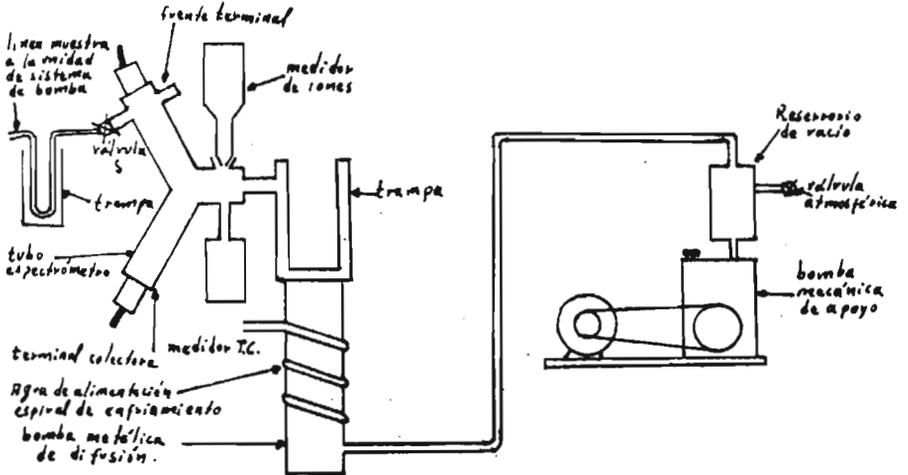


Figura 25. Ensamble del espectrómetro de masas detector de fugas.

Las pérdidas de tiempo por limpia lenta pueden prolongar el periodo de detección de infiltración considerablemente, quizás -- mucho más que como está indicado en la tabla I. La razón es la siguiente: el uso de una bomba muy pequeña (bajo S/V) para localización de infiltración produce una baja sensibilidad dinámica, y como resultado, las infiltraciones deben ser cuidadosa y repetidamente probadas para establecer su localización exacta. Consecuentemente, debido a lo largo del tiempo de localización de infiltración, una considerable cantidad de gas de prueba será introducida dentro del sistema. Este gas debe ser removido antes -- de que la prueba pueda continuar.

C. Relación Entre Volumen Bombeado, Velocidad de Bombeo, y Respuesta a la Prueba

Supongase que L pies cúbicos estandar por minuto se están infiltrando dentro de un volumen de V pies cúbicos el cual está -- siendo bombeado a una velocidad S pies cúbicos por minuto a la -- presión total existente en V.

Entonces, si al tiempo $t = 0$ la prueba de infiltración es iniciada, el volumen V ganará:

Ldt (pies cúbicos estandar de gas prueba por el diferencial -- de tiempo dt).

La ganacia neta de gas prueba en el volumen V es:

$$d(pV) = (L - pS)$$

ó

$$V dp/dt = (L - pS) \quad (1)$$

donde p es la presión parcial del gas prueba en V, expresada en atmósferas.

La integración de esta ecuación diferencial nos da la presión parcial del gas prueba en el volumen V, y la presión parcial, -- p_t , del gas prueba en la corriente que pasa por el detector de -- infiltraciones a cualquier tiempo t después de que la prueba de

infiltración ha comenzado:

$$p_t = L/S \left[1 - e^{-St/V} \right] \quad (2)$$

para $t < T$

Si, al tiempo T , la prueba es detenida, un análisis similar - mostrará que la presión parcial del gas prueba sobrande en el -- sistema estará dada por la ecuación

$$p_t = \frac{L}{S} \left[1 - e^{-ST/V} \right] \left[e^{-S(t - T)/V} \right] \quad (3)$$

para $t < T$

En la figura 26 se muestra la respuesta y limpia a una prueba aplicada a una infiltración dentro de un volumen dado por un periodo de un segundo. La respuesta está expresada en términos de por ciento de la respuesta de equilibrio la cual está dada por - la ecuación

$$p_e = L/S \quad (4)$$

La extensión de este razonamiento a sistemas más complejos se aplicaría lógicamente. Sin embargo, las ecuaciones diferenciales no tienen soluciones simples exactas y se tiene que recurrir a - soluciones numéricas.

D. Medición Cuantitativa de Infiltración

Así como es incierto y consume tiempo el encontrar las infiltraciones del mismo modo es difícil encontrar la medición exacta de impermeabilidad. A menos que una medición exacta de infiltración esté disponible, no es posible acertar si la suma de las infiltraciones de las partes componentes de un sistema complejo es mayor que la permisible para el sistema tomado como un todo. Si así fuera el caso, una enorme cantidad de trabajo estaría involu crada en desmontar los componentes defectuosos. El problema de - medición de infiltración se ha resuelto con el desarrollo del método de la campana de helio.

El método de la campana de helio consiste en rodear el equipo

bajo prueba con una campana hermética de gas, en la que una concentración fija de gas prueba es mantenida, y se compara la cantidad de gas de prueba entrando al sistema a través de infiltraciones en el equipo con la cantidad de gas prueba entrando a través de infiltración estandar calibrada. Esta comparación es hecha por lectura directa de la salida del espectrómetro de masas. Los resultados así obtenidos han sido cuantitativamente checados contra los resultados obtenidos por medición de infiltración de recipientes totalmente degaseados por medio de los métodos descritos anteriormente.

Un arreglo típico de campana es mostrado en la figura 27. Para objetos pequeños, varios distribuidores son ajustados a una combinación bomba-detector de infiltración; esto permite que los objetos sean colocados o quitados de un distribuidor mientras las unidades en otro distribuidor están bajo prueba. Para equipo más grande, son requeridas combinaciones individuales de bomba-detector de infiltraciones. La prueba es hecha de la siguiente manera:

Con la válvula dirigida hacia la infiltración calibrada en posición abierta, el helio es forzado hacia adentro de la campana hasta que la concentración sea suficiente para producir una lectura predeterminada en el detector de infiltración. Esta primera lectura es proporcional a la infiltración total consistente de: infiltración desconocida del recipiente; e infiltración conocida de la infiltración calibrada.

La válvula dirigida hacia la infiltración calibrada es entonces cerrada, y una segunda lectura es tomada. Esta lectura es, por supuesto, proporcional sólo a la infiltración desconocida. A partir de estas dos lecturas se puede derivar la siguiente ecuación

$$\text{infiltración} = \frac{\text{segunda lectura}}{\text{primer lectura} - \text{segunda lectura}} \times \text{infiltración calibrada}$$

Esta ecuación nos da la infiltración desconocida en términos

de las dos lecturas y de la infiltración calibrada. El conocimiento de la concentración de helio en la campana no es necesario. El único requerimiento es que esta concentración permanezca sustancialmente constante mientras las lecturas sean tomadas. Normalmente esto requiere de 5 a 10 minutos. Las campanas no muestran casi ningún descenso en la concentración de helio para períodos considerablemente grandes.

Cuando se empleó este método de infiltración se obtuvieron un considerable ahorro de tiempo y una exactitud considerable. La tabla II ilustra la validez de este hecho.

Tabla II. Cédula para la medición de velocidad de infiltración. (típica para recipientes de 500 pies cúbicos)

Operación	método de campana, minutos	método antiguo, minutos
Conexionado (tiempo para hacer algunas conexiones)	15	15
Bombeo	10	10
Degaseamiento	ninguno	1,440
Prueba de campana (tres lecturas)	10	ninguno
Prueba de infiltración (dos lecturas)	ninguno	600
conexiones rotas	<u>5</u>	<u>5</u>
Total	40	2,070

E. Ilustraciones de Pruebas de Vacío

Prueba de la línea de ensamble de recipientes pequeños

La figura 28 ilustra un tipo de distribuidor que permite pruebas continuas de varios recipientes pequeños. Las tres líneas de prueba hacen posible tres operaciones simultáneas: carga y descarga; evacuación ligera; y medición de impermeabilidad. La medición de impermeabilidad puede ser ejecutada individualmente sobre cada recipiente o varios recipientes pueden ser agrupados en una prueba simple. Estas mediciones son hechas por el método de campana. Si los recipientes rechazados son apartados para una posterior atención, la prueba puede ser tan rápida tanto como la carga y descarga puedan ser llevadas a cabo. Las infiltraciones calibradas muestran que sirven para probar la operabilidad del distribuidor de prueba y además sirven como un estándar de referencia.

Sistemas complejos

En la figura 29, están dadas las respuestas de sistemas de uno, dos, y tres componentes. Aquí la prueba tiene lugar para un tiempo dado, y entonces la concentración de gas prueba es observada en la parte final de la bomba del sistema. La concentración anotada para cada caso es llamada respuesta y es una figura de mérito para el sistema con respecto a la facilidad de localización de fugas.

En el arreglo para la prueba de un sistema complejo, ilustrado en la figura 30, el ingeniero de vacío tiene muy buena idea del sitio de la localización de la conexión de bombeo. El objetivo es seleccionar una conexión para que la bomba produzca respuestas suficientemente buenas para todos los puntos del sistema los cuales deben ser probados contra posible infiltración. Si ninguna posición de bombeo hace esto, dos o más deben ser distribuidas. No existe ningún método exacto para esta determinación. El método práctico es tratar varias localizaciones convenientes

y computar los valores de S/V. Donde dos o más recipientes están en serie, la reducción de respuesta indicada en la figura 29 debe ser tomada en cuenta.

Donde muchos sistemas idénticos de complejidad moderada están para ser probados, es preferible determinar respuestas experimentalmente. Varias infiltraciones calibradas del mismo tamaño pueden ser puestas en diferentes lugares sobre el sistema, y con esto medir las características del sistema para diferentes localizaciones de bombeo. De esta manera es posible para una cuadrilla de ingenieros de prueba familiarizarse completamente con un sistema y así diseñar un distribuidor de bombeo que produzca resultados satisfactorios en todos los puntos del sistema o especificar una lista de instrucciones para la prueba de las secciones del sistema donde menos de la respuesta promedio está disponible.

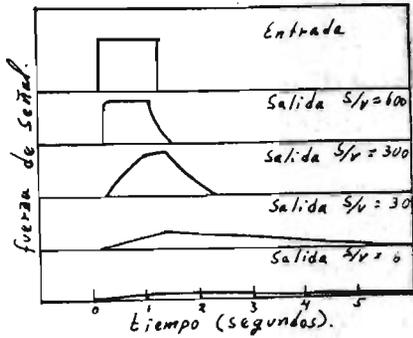


Figura 26. Respuesta del detector de infiltraciones como una función de la razón de velocidad de bombeo a volumen del sistema

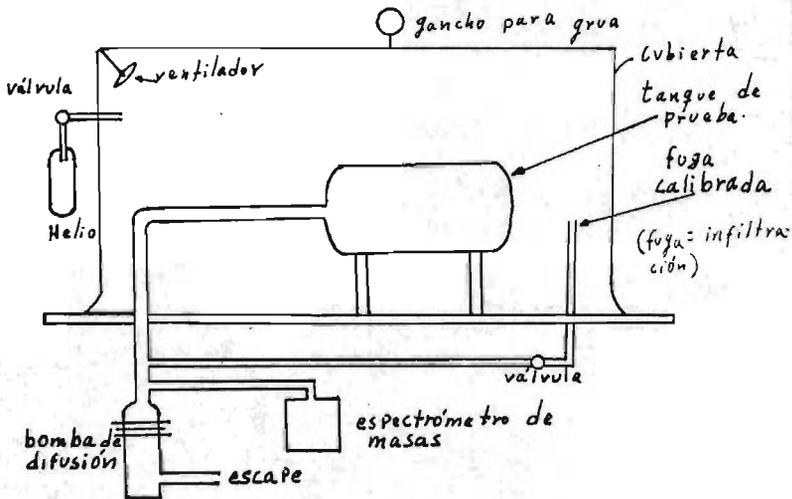


Figura 27. Prueba de la campana de helio para la medición cuantitativa de infiltración

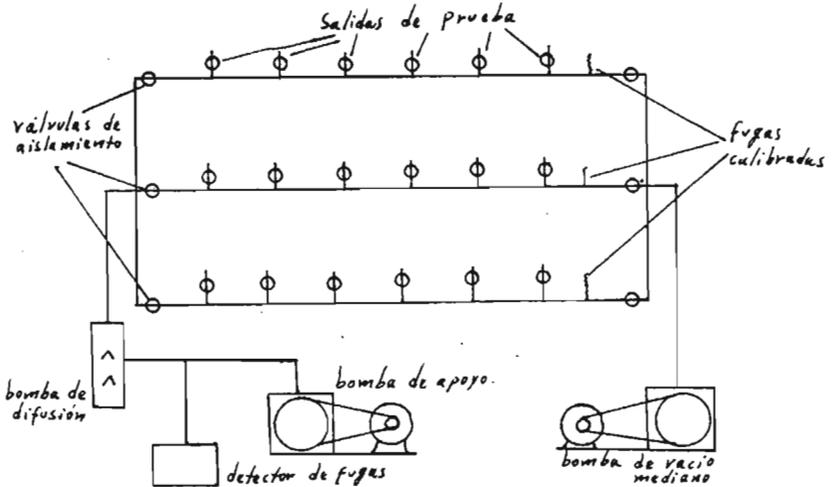


Figura 28. Diagrama esquemático del distribuidor para prueba rápida de objetos pequeños.

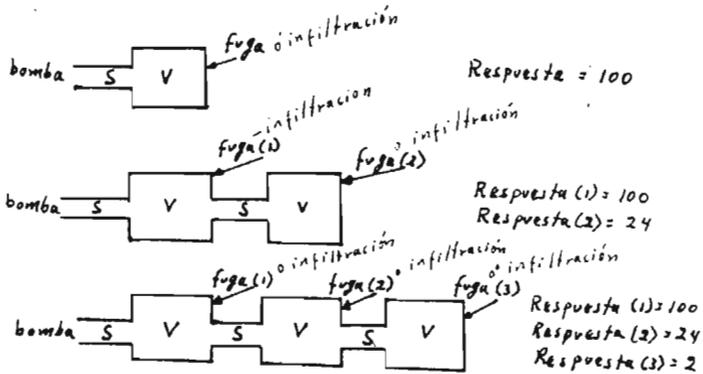
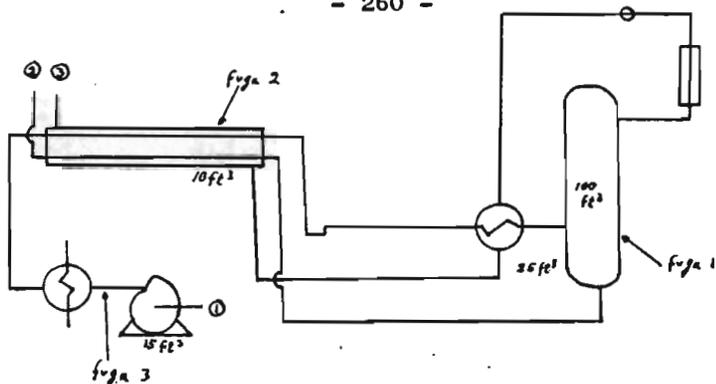


Figura 29. Responsividad relativa de sistemas de vacío de complejidad variada.



Localización de la bomba	Localización de la fuga (infiltración)	Respuesta

Figura 30. Problema típico en ingeniería de vacío. Una ó más posiciones de bombeo deben -- ser localizadas para dar una respuesta adecuada al probado de todos los puntos posibles de fuga. (fuga = infiltración)

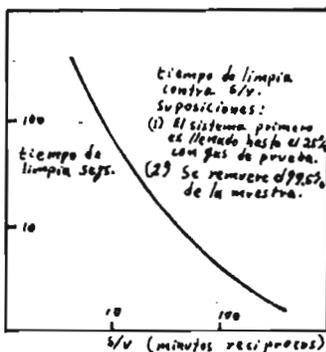


Figura 31.

CAPITULO V

SELECCION Y DETERMINACION DE COSTOS
DE EQUIPO PRODUCTOR DE VACIO

1. SELECCION DE EQUIPO PRODUCTOR
DE VACIO

Muchos procesos químicos requieren servicios de vacío sobre columnas de destilación, reactores, polimerizadores, etc. Hasta años recientes los ingenieros han estado a favor de los eyectores de chorro de vapor en lugar de las bombas mecánicas.

La experiencia con eyectores de chorro de vapor, muestra que son dignos de confianza, versátiles, baratos, y que operan con vapor que está fácilmente disponible. Sin embargo, las bombas mecánicas usan su energía ocho o diez veces más eficientemente que los eyectores. Por consiguiente, con el aumento de los costos de combustible, es necesario reevaluar la tendencia a favor de los eyectores sobre las bombas mecánicas de vacío.

Aunque las bombas mecánicas de vacío requieren una inversión y costos de mantenimiento altos en comparación con los eyectores, los ahorros de energía de las bombas mecánicas justifican su aplicabilidad económica para presiones de succión mayores que 25 mm de Hg.

Si los vapores del proceso presentan problema para deshacerse de ellos, un estudio económico separado deberá ser considerado dependiendo del tipo de vapor. Pero si bien las bombas mecánicas de vacío no tienen este problema, éstas no siempre proveen el vacío más económico para un sistema.

A. Requerimientos Generales para Seleccionar
un Equipo Productor de Vacío

Antes de buscar un equipo productor de vacío, es mejor decidir cual es el trabajo que va a hacer dicho equipo y bajo que condiciones de carga. He aquí algunos de los puntos de mayor importancia a considerar:

- Presión de succión absoluta requerida y presión de descarga disponible
- Carga de vapor, de condensables y de no condensables
- Tiempo de bombeo
- Valor en pesos de los condensables
- Horas de operación por año
- Costo de agua y vapor
- Espacio disponible para instalación
- Presión de vapor seco máxima y cantidad disponible, entrega en el lugar donde está localizada la bomba
- Temperatura del agua de enfriamiento y gpm (galones por minuto) disponibles
- ¿ Existe el problema de que aire, vapor o agua fluyan al interior del proceso?

Los elementos de bombeo de vacío caen dentro de dos tipos generales, mecánicos y de vapor. De los tipos mecánicos, uno tiene pistón reciprocante. El vapor a ser evacuado entra arriba del -- pistón en la parte de succión, a través de una válvula de resorte que cierra cuando el pistón sube. El pistón comprime el vapor y lo conduce a través de una compuerta de salida. Puesto que la bomba reciprocante requiere espacio entre el pistón y la cabeza del cilindro, la reexpansión no puede ser evitada y presiones -- menores de 10 mm de Hg abs no pueden ser alcanzadas con este tipo de bomba. La bomba mecánica con sello de aceite tiene un pistón girando excentricamente alrededor del lado interior del cilindro. El pistón corre en aceite que sirve como lubricante, también sirve como sello y como un vehículo para acarrear moléculas de aceite mezcladas íntimamente hacia afuera a través de la compuerta de salida. Los lados de entrada y salida de la bomba están separados por el pistón y una corredera en la parte superior de la bomba. La corredera sube y baja tanto como el pistón se -- mueve en el cilindro. Todo el aceite y aire comprimido adelante del pistón y de la corredera son expulsados completamente en cada revolución y no hay reexpansión. El aceite desciende a una po

ceta donde el aire escapa, dejando el aceite listo para recirculación. Estas presiones pueden alcanzar presiones cercanas al micrón (10^{-3} mm de Hg).

Los eyectores actúan por arrastre como ya lo explicamos en el capítulo anterior. El principio básico es la reducción de presión por flujo de vapor a través de una boquilla. Otro tipo muy distinto de eyector es la bomba de difusión, ésta usa una cortina de moléculas pesadas con movimiento relativamente lento. Esto también ya se vió anteriormente.

Las bombas de difusión son caras al estar en operación, aunque son frecuentemente requeridas cuando se deben de bombear grandes volúmenes a presiones menores a un mm de Hg.

Para algunas aplicaciones los eyectores son considerados un problema debido a que una disminución de la presión del vapor de operación puede causar que aire, agua o vapor fluyan al interior del sistema. Un diseño cuidadoso puede minimizar esta posibilidad tomando en consideración el uso de piernas barométricas y una cola con sello de agua.

Si un gran volumen de aire está para ser removido a muy baja presión, es frecuentemente deseable desde el punto de vista de operación y economía, instalar un impulsor entre la bomba de difusión y la bomba mecánica. Este arreglo usa tres etapas de compresión para remover los no condensables a muy bajas presiones. Una bomba mecánica pequeña es requerida y el costo total del sistema de bombeo es menor. Otras combinaciones están disponibles y pueden probar que son la mejor solución para un problema determinado.

La carta de capacidad (figura 2) muestra los rangos de presión y capacidad máxima de manejo de volumen de bombas de vacío disponibles comercialmente. Esta gráfica es una guía primaria pa

ra la elección de una bomba. Esta gráfica establece si la bomba puede hacer el trabajo. La figura 1 indica los costos iniciales de diferentes elementos de bombeo; pero si la bomba no puede hacer el trabajo entonces no interesa que tan barata pueda ser. - La presión y la capacidad son críticas en la decisión. Por ejemplo, las bombas mecánicas rotatorias obtendrán cualquier grado de vacío abajo de un micrón (1.0 micrón = 10^{-3} mm de Hg). Las bombas de difusión son bastante buenas para operar abajo de esta presión (un micrón) y a capacidades superiores a 1,000 cfm, aunque están aproximandose a su límite en esta capacidad. Un volumen mayor requiere unidades múltiples, o un cambio a bombas de difusión, o el uso de bombas mecánicas de pistón. Las bombas mecánicas de pistón son usuales para capacidades superiores a 10,000 cfm (pies cúbicos por minuto), pero no son muy eficientes a presiones de 10 mm de Hg o menores.

Por medio de un ejemplo práctico usando la carta veamos un sistema que debe ser evacuado a una presión de 10^{-5} mm de Hg -- con una velocidad de bombeo de 6,000 cfm. La figura 2 muestra - que los eyectores no son adecuados para este trabajo. En lugar de los eyectores una bomba de difusión de aceite es requerida y debido a esto la bomba no puede tener descarga a la atmósfera, una bomba rotatoria mecánica de sobrepresión. El tamaño ----- de la bomba mecánica rotatoria seleccionada así como el de la - bomba de sobrepresión dependerá de la capacidad de la bomba de difusión. Puesto que el volumen de entrada es muy grande, un -- eyector-bomba de aceite puede ser adicionado entre la bomba de difusión y la bomba de sobrepresión con el objeto de disminuir el tamaño de la bomba mecánica rotatoria. Así podemos ver que - la selección más deseable es cambiar a un sistema de tres etapas.

Examinando un caso más, consideremos un sistema que tiene un volumen de 1,000 pies cúbicos y que debe ser reducido a una presión de 5 mm de Hg, dos veces al día. Es preferible bombear el

sistema rápidamente, aunque después de que la presión absoluta - descada ha sido alcanzada, la carga sobre la bomba sea comparativamente pequeña. Se puede usar ya sea bomba rotatoria o un eyector de tres etapas. La bomba rotatoria mecánica trabajará mejor dentro del límite del rango de su eficiencia. El eyector de vapor, sin embargo, requerirá grandes cantidades de vapor y agua - de enfriamiento. Una bomba mecánica rotatoria, por consiguiente, será la mejor elección. Para una presión moderada de 100 mm. y - cualquier capacidad arriba de valores muy altos, la bomba mecánica de pistón o el eyector de vapor son más convenientes.

El costo de bombeo para producir vacío en pies cúbicos por minuto varía medianamente en proporción inversa a la velocidad de bombeo. Las curvas de costo ilustran esta regla. Para todas las bombas el costo por pie cúbico por minuto generalmente desciende tanto como la velocidad de bombeo aumenta. Ninguna curva es mostrada para eyectores de aceite ya que sus costos están circunscritos entre los de las bombas mecánicas y los de las bombas de difusión. Algunas veces el costo no es un factor determinante para este tipo de bomba, puesto que un eyector de aceite es usualmente necesario como impulsor. El costo para las bombas mecánicas sube agudamente a capacidades superiores a 5,000 pies cúbicos por minuto. En esta área es aconsejable investigar el uso de de dos bombas pequeñas en lugar de una grande, o la sustitución de un tipo más económico de bomba para manejar parte de la carga.

Los eyectores varían en costo en un amplio rango tanto como - el número de etapas e intercondensadores varía. Los costos de - - sumo de agua y vapor también deben ser considerados.

Cuando se estima el tamaño de un sistema de bombeo es conveniente considerar un factor de seguridad de velocidad de bombeo, especialmente cuando prevalecen presiones absolutas bajas. Bajo estas condiciones, y debido a los bajos costos por pie cúbico - -

por minuto para bombas de difusión un factor de seguridad de tres es comúnmente usado.

Finalmente consideremos el tipo de válvulas comúnmente usadas para diferentes presiones y tipos de líneas de vacío. Los criterios son importantes; el tamaño de la línea, y el rango de presión de operación. Un resumen es mostrado en la siguiente tabla:

Uso común de válvulas de vacío			
Rango de presión	arriba de 1/2 pulg. de diam.	de 1/2 a 6 pulgs. de diámetro	6 pulgs de diámetro y mayores
Menos de 10^{-2} mm.	Llave de paso De aguja De tipo refrigeración	De fuelle	De disco
Mayor de 10^{-2} mm.	De aguja De globo De compuerta	De globo De diafragma ma De hule De fuelle	De globo De disco

Las características deseables para todas las válvulas en servicio de alto vacío incluyen una abertura de compuerta igual al tamaño completo de la línea, y, por supuesto, sin fuga de vapor. En válvulas grandes, la facilidad de reemplazar el empaque de asentamiento es importante consideración desde el punto de vista de trabajo y tiempo involucrado en desmantelamiento. Es posible obtener válvulas de disco y diafragma, que pueden estar en servicio y tener partes gastadas reemplazadas sin que la válvula fuera removida de la línea.

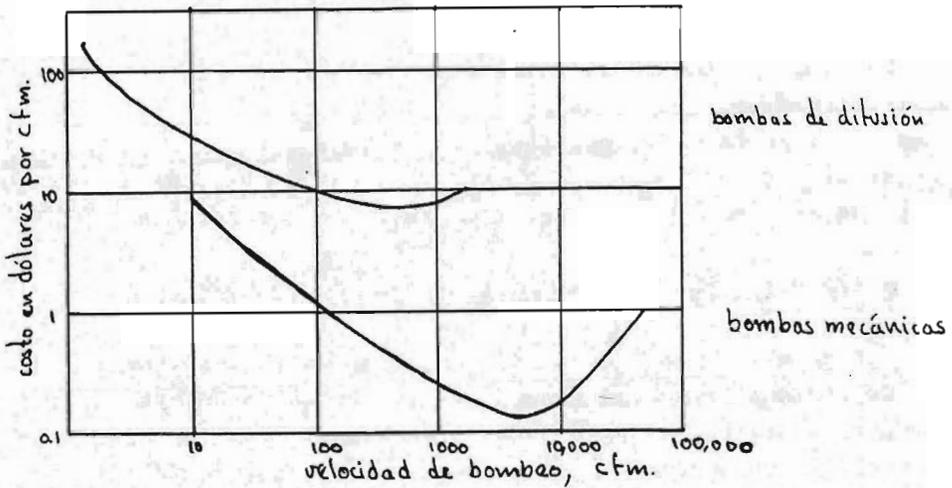


Fig. 1. Un ligero estimado del costo inicial.

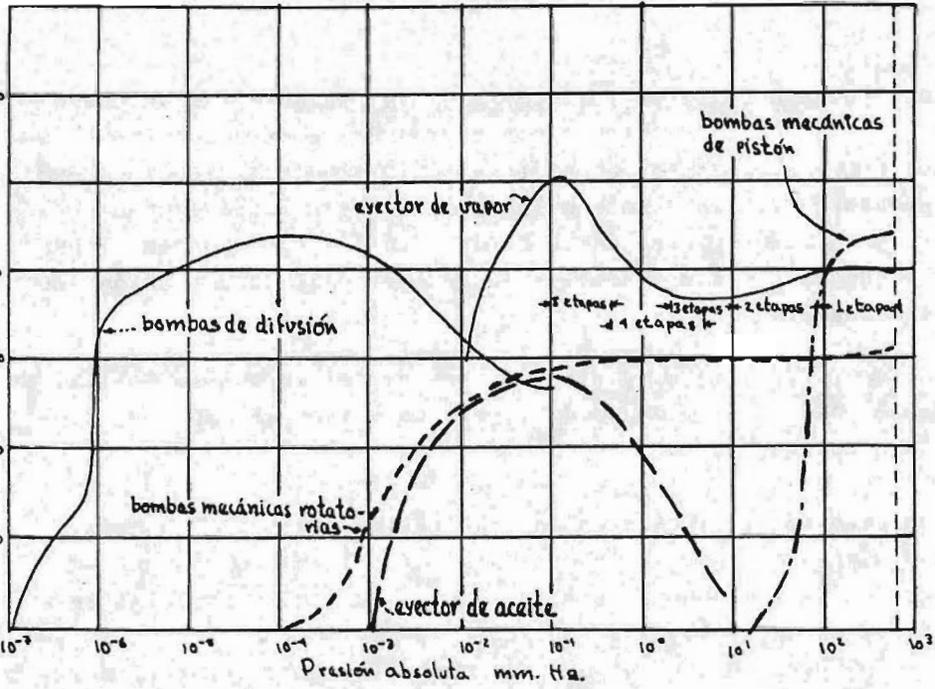


Fig. 2. Capacidades de diferentes elementos de bombeo, en cfm.

En la selección de válvulas muy grandes, es también importante recordar que en muchos casos un diferencial de presión puede surgir en cualquier dirección, y no sólo en la dirección -- usual del flujo. Esto será considerado en su elección con el objeto de asegurar una operación correcta en tales casos.

B. Factores que Determinan la Selección de Eyectores

Debido al traslape de funcionamiento, es frecuentemente un -- gran problema llegar al diseño más económico de un eyector. En -- prácticamente todas las nuevas aplicaciones de alto vacío, encon-- tramos que es necesario estudiar cuidadosamente los diferen-- tes medios disponibles de producción de vacío para reducir los cos-- tos de operación y de equipo hacia un nivel práctico y provecho-- so.

Un gran desarrollo de la tecnología ha traído a luz un nuevo y completo concepto en el estudio de los aparatos productores de vacío. Pruebas recientes de sistemas de 5 y 6 etapas indican que los eyectores de vapor se han labrado un lugar único y popular -- lugar en la industria en donde grandes volúmenes de gases deben ser evacuados y éstos pueden producir casi cualquier presión de succión deseada.

En suma, por el uso de sólo ciertas partes de un sistema multietapa, una instalación puede servir para todo el rango de condiciones de prueba.

Los principios simples en los cuales los eyectores operan y -- el uso casi universal de vapor y aire comprimido en plantas de -- todos tamaños han dado al eyector muchas ventajas sobre las ---- otras bombas de vacío. Sin embargo, a pesar de los simples principios de operación, el diseño más económico de un eyector de -- chorro de vapor es frecuentemente un gran problema.

Algunas de las variables que se deben de considerar en la selección de un diseño particular de un eyector son:

- . Presión de succión requerida
- . Vapor disponible
- . Agua disponible
- . Fluido a ser evacuado
- . Costo de equipo
- . Costo de instalación

Con el objeto de mostrar como estas seis variables afectan el diseño de un eyector de vapor, debe verse en el capítulo correspondiente a eyectores.

Uso de agua para condensar

Donde el agua está disponible a temperaturas razonablemente bajas, es práctica común condensar el vapor de cada etapa de un eyector multietapa en un intercondensador para reducir la carga en la etapa que le sigue.

Tal diseño reduce el vapor requerido para manejar una carga dada comparada a un eyector multietapa sin condensación, donde cada etapa anterior descarga directamente a la etapa que le sigue.

Sin embargo, un intercondensador incrementa el costo inicial de un eyector y el problema de selección es el de costo de operación contra el costo inicial de equipo. Debido a que todas las aplicaciones de eyectores tienen su propia economía, no se puede establecer una regla simple como guía en la selección del diseño correcto. Para una aplicación particular, se deben conocer las limitaciones de vapor, agua y dinero.

Una familia de diseños

Puesto que un eyector puede ser diseñado para alta eficiencia a alguna presión absoluta particular, cada diseño producirá una curva de funcionamiento diferente. La figura 3 indica el comportamiento de una familia de diseños de eyectores de una etapa --- usando la misma cantidad de vapor en cada diseño.

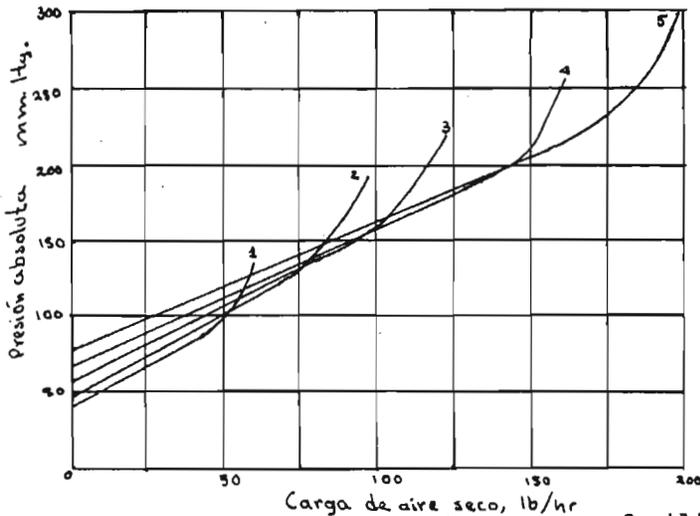


Fig. 3. Curvas de comportamiento para una familia de eyectores, suponiendo el mismo consumo de vapor para cada diseño.

La envoltura de esta familia de curvas es la curva de todos los puntos posibles de máxima eficiencia para eyectores de una etapa. Si trazamos muchas gráficas similares a la que se muestra en la figura 3 para sistemas de una a cinco etapas, las envolturas de las gráficas individuales nos llevarán a la gráfica total mostrada en la figura 4.

La figura 4 grafica la presión absoluta contra la carga de ai

re para todos los puntos posibles de máxima eficiencia cubriendo todo el rango de presiones absolutas para las cuales se usan los eyectores. Los datos se basan sobre eyectores diseñados para capacidad máxima de manejo de aire a una presión particular e involucra a todos los diseños más comunes de eyectores basados en el consumo de vapor (vapor a 100 psig) y agua de condensación a una temperatura de entrada de 85°F.

Podemos ver que pueden ser usadas prácticamente tres etapas sin condensación. En eyectores de tres, cuatro o cinco etapas es necesario usar etapas no condensantes donde la presión de interetapa a la que un condensador tendría que operar será muy baja para que el agua condense al vapor.

La figura 4 permite hacer una comparación de capacidades de los diferentes diseños de eyectores que pueden ser usados para una presión de succión particular. Por ejemplo, a 10 mm de Hg - abs., cuatro diseños diferentes están disponibles:

- . Un sistema sin condensación de dos o tres etapas
- . Un sistema con condensación de dos o tres etapas

De la figura 4, podemos ver que un eyector sin condensación - de dos etapas requerirá 9% más de vapor por libra de aire de carga que el eyector de tres etapas sin condensación. Sin embargo, los eyectores de tres etapas cuestan considerablemente más que los de dos etapas. Por lo que, no se justifica el costo adicional al operar a 10 mm, teniendo el eyector de tres etapas.

Los eyectores con condensación de dos y tres etapas requerirán solamente 43 y 19%, respectivamente, del vapor requerido por un eyector sin condensación de dos etapas. Por supuesto, su costo inicial sería muy alto y necesitarían una alimentación de agua de enfriamiento. Sin embargo, si son requeridos grandes periodos de operación, los ahorros de vapor serán indudablemente mayores que los hechos para la diferencia en el costo inicial.

Si conocemos la utilidad y los costos de equipo, es simple -- calcular cuantas horas de operación serán necesarias para que -- los ahorros de vapor del diseño de alto costo balancee el incrementado costo inicial de equipo y los costos mayores de instalación.

Los costos de instalación pueden ser una importante consideración si las líneas de agua y de vapor son extendidas una distancia considerable del eyector, o si son erigidas estructuras para soportar el eyector. Comúnmente, un eyector de una etapa puede estar soportado por el equipo en el cual está instalado. Sin embargo, los eyectores multietapa con intercondensadores requieren algún tipo de soporte si estos están elevados, como frecuentemente sucede.

Efectos de la temperatura del agua

Si fuera usada agua condensante más fría que 85°F para nuestra comparación en la figura 4, el total de las curvas representando el funcionamiento de eyectores que requieren agua debería ser cambiado a la derecha, indicando un incremento en la capacidad para estos diseños.

La figura 4 muestra como los eyectores cubren el rango entero de presión.

Explicación de la figura 4

Esta figura supone el mismo consumo de vapor, vapor a 100 --- psig y agua a 85°F.

Curva 1.- Eyector de una etapa sin condensador

Curva 2.- Eyector de dos etapas sin condensador

Curva 3.- Eyector de tres etapas sin condensador

Curva 4.- Eyector de dos etapas con un intercondensador

Curva 5.- Eyector de tres etapas con intercondensador entre la segunda y tercera etapas

Curva 6.- Eyector de tres etapas con intercondensador entre cada etapa

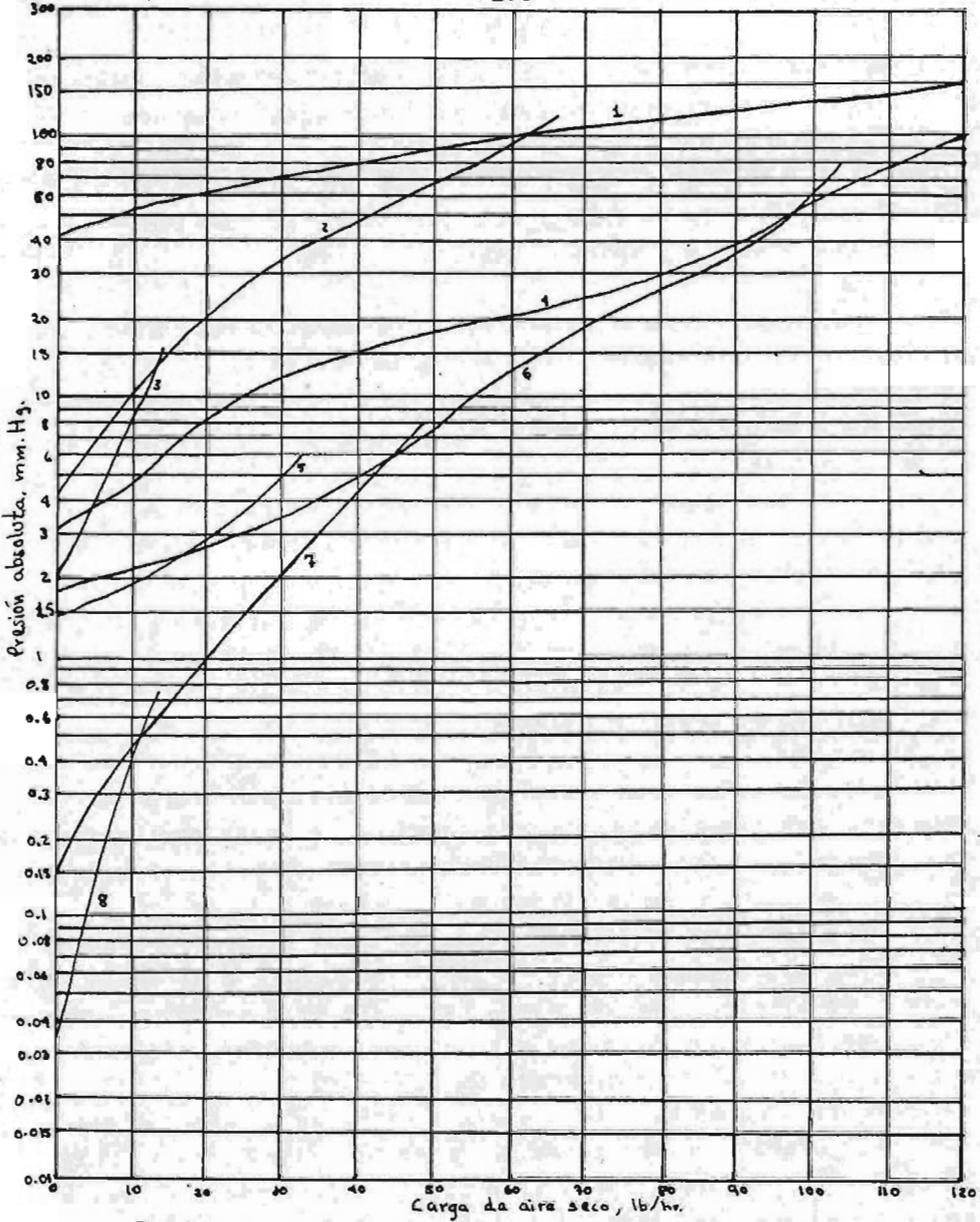


Fig. 4.

Curva 7.- Eyector de cuatro etapas con intercondensadores entre la segunda y tercera etapas así como entre la tercera y cuarta etapas

Curva 8.- Eyector de cinco etapas con intercondensadores entre la tercera y cuarta etapas así como entre la cuarta y quinta etapas

Si fuera usada agua a una temperatura mayor de 85°F, el cambio en estas curvas debería de ser hacia la izquierda. Si la temperatura del agua fuera muy alta, algunas de las curvas se irían muy a la izquierda con lo que desaparecerían completamente de la gráfica.

En eyectores diseñados para bajas presiones absolutas el efecto de la temperatura del agua es más crítico. Por ejemplo, en un eyector de cuatro etapas, el incremento en capacidad para agua a 65°F sobre agua a 85°F para un consumo particular de vapor será mayor a 1.0 mm de Hg abs. que a 4 mm de Hg abs.

Efectos de la presión del vapor

Las presiones de vapor mayores que 100 psig permitirán el diseño para una capacidad mayor a un consumo de vapor particular dado. Puede ser realizado un mayor beneficio de altas presiones en eyectores de una y dos etapas que en otros diseños.

El beneficio a presiones de vapor altas se hace menor tanto como la presión absoluta para la que el eyector fue diseñado de crece. Los eyectores de una etapa diseñados para presiones absolutas menores de 200 mm de Hg abs. no pueden operar eficientemente a presiones de vapor abajo de 1.0 psig.

Es un poco común el usar una etapa extra en un eyector diseñado para operar con presiones de vapor tan bajas como 15 psig.

Es muy importante que el vapor usado en los eyectores sea al menos vapor seco saturado. Pequeñas cantidades de humedad pueden ser removidas exitosamente con el uso de un separador de vapor de tamaño conveniente que removerá 98 ó 99% de la humedad -

que entra al separador. La humedad en el vapor usualmente es difícil de detectar sin el uso cuidadoso de un calorímetro de regulación. Los calorímetros de vapor son instrumentos de laboratorio y raramente están disponibles en el campo. Por esto el ingeniero tiene dificultades para probar que la calidad de un vapor está afectando la operación de un eyector.

Los separadores de vapor son relativamente baratos y deben estar instalados con un eyector donde exista la posibilidad de que el vapor de el eyector contenga alguna humedad. Las líneas de vapor de la caldera al eyector deben de estar siempre aisladas especialmente cuando la longitud sea mayor de 10 pies- debido a -- que si una caldera está generando vapor que esté apenas seco-saturado, con una relativamente pequeña pérdida de calor se formará humedad que irá a dar al eyector.

¿Por qué se usan intercondensadores?

Los eyectores con intercondensadores están disponibles en los tipos de superficie y barométrico (de contacto directo).

No hemos mostrado las consideraciones económicas de requerimientos de agua de la figura 4, sinó que se hace mención de que los intercondensadores barométricos requieren ligeramente menos agua para operar que el intercondensador de superficie.

Los intercondensadores barométricos tienen estas principales ventajas:

- . Su costo es menor que un intercondensador de superficie diseñado para el mismo servicio
- . Son usados con tubería de cola y no necesitan bomba para -- condensados
- . Raramente requieren limpieza y manejan sustancias corrosivas o sustancias alquitranadas con relativamente poco desgaste y disminución en su eficiencia
- . Los vapores están en contacto íntimo con el agua condensante en una acción de separación que remueve vapores solubles, gases y sólidos suspendidos de los no condensables

Las desventajas de los intercondensadores barométricos son:

- . El condensado se mezcla con el agua de enfriamiento y no puede ser recuperado
- . Si se usa una bomba, en lugar de una pierna barométrica para remover el agua, esta debe manejar el agua condensante y el condensado. Esto requerirá una bomba mayor que la que usaría un intercondensador de superficie.

Cómo seleccionar eyectores

Por el uso de la figura 4 podemos hacer la selección correcta de un eyector de vapor para manejar gases no condensables. En casos donde una porción de la carga del eyector es un vapor no condensable, los datos graficados en la figura 4 no son aplicables y es necesario analizar las condiciones de operación particulares para determinar el diseño correcto del eyector para lograr una economía óptima.

En algunos casos podemos reducir considerablemente la carga del eyector por el uso de un precondensador para condensar una gran porción de vapores antes de que alcancen el eyector. La presión absoluta es frecuentemente demasiado baja que es necesario comprimir los vapores a una presión donde una gran parte del condensado pueda ser logrado en un sólo intercondensador. Esto permite el uso de eyectores pequeños secundarios para completar la compresión de vapores no condensables.

Para un eyector multietapa manejando aire u otros gases no condensables, existe un diseño particular que requerirá un mínimo de vapor y agua para su operación. Usando más agua no dará ahorros apreciables de vapor.

En casos donde una gran porción de la carga es un vapor condensable, existe un rango de combinaciones de vapor y agua que pueden ser diseñados y los costos relativos de vapor y agua determinarán el mejor diseño. Los costos de equipo del eyector no varían apreciablemente dentro del rango de requerimientos posibles de agua y vapor. Por lo que el problema en estos ejemplos -

es el de economía de la operación donde el costo inicial de equipo del eyector es fijo.

El funcionamiento de eyectores operando con flúidos diferentes vapor de agua no puede ser analizado en la figura 4, puesto que las propiedades del flúido motriz variarán el diseño de un eyector.

Características de operación

Cada etapa de un eyector multietapa tiene las mismas características básicas de operación que un eyector de una sola etapa. Por consiguiente, para entender la operación de un eyector multietapa, se debe discutir primero como opera el eyector de una sola etapa.

Los eyectores de diseño de una etapa son más sensitivos a cambios en la presión de descarga. Si la presión de descarga de un eyector excede su presión mínima estable de descarga, la operación se convertirá en inestable y la capacidad no será una función de la presión absoluta. Se puede alcanzar operación estable al incrementar el flujo de vapor o al descender la presión de descarga.

En una boquilla de un diseño fijo se tiene que aumentar la presión del vapor para incrementar el flujo de éste. La presión del vapor mínima a la cual el eyector se estabiliza es llamada "presión de recuperación del vapor motriz". La presión de recuperación del vapor motriz es una función directa de la presión de descarga. A la presión de descarga más alta, el eyector reobtendrá su estabilidad una vez que la presión del vapor motriz sea elevada a la presión de recuperación; más, la presión absoluta, para una carga particular será elevada ligeramente de la que estuvo a la presión más baja de descarga.

Para todas las presiones de descarga en un eyector de diseño de una etapa existe también un flujo mínimo de vapor abajo del cual la operación será inestable. Para un diseño fijo de boquilla, se ha de disminuir la presión del vapor para reducir el flu

jo de vapor.

La presión de vapor máxima a la cual el eyector opera inestablemente es llamada "presión de ruptura de vapor motriz". Para una presión de descarga particular y para una carga particular la presión de ruptura de vapor motriz está, por supuesto, abajo de la presión de recuperación de vapor motriz. A presiones del vapor entre las presiones de ruptura y recuperación, el eyector puede operar estable o inestablemente dependiendo de en qué dirección esté cambiando la presión del vapor.

Si la presión del vapor está siendo elevada desde un punto de inestabilidad, el eyector operará inestablemente hasta que la presión de recuperación sea alcanzada; y si la presión del vapor está disminuyendo desde un punto de estabilidad el eyector operará establemente hasta que la presión de ruptura sea alcanzada.

Los términos ruptura y recuperación para la presión son también usados en referencia a la presión de descarga de un eyector, para las presiones a las que la operación del eyector se convierte en estable e inestable, respectivamente. Estas presiones de descarga críticas son una función de la presión del vapor y carga para un diseño fijo.

Algunas etapas de eyector no tienen presiones de ruptura de vapor motriz y de recuperación debido a la baja razón de presión de succión sobre la que ellos operan, o debido a que son diseñados para eliminar esta característica. En estos eyectores la capacidad varía directamente con la presión de vapor sobre ciertos límites de operación.

Las variaciones en el diseño de eyectores permiten una variedad de características de operación en eyectores. Ciertas de estas variaciones pueden ser esenciales para el éxito de un eyector para una aplicación particular.

Diseño de una sola etapa

Si para una aplicación particular, sólo una carga y un vacío son requeridos para una aplicación particular, los eyecto-

res simples y de multietapa pueden ser diseñados específicamente para una condición. Esto ahorra vapor.

Ocasionalmente, sin embargo, los eyectores de diseño de una etapa no son siempre estables a cargas muy altas o a cargas ligeramente en exceso a la carga de diseño. Un eyector de este diseño no es necesariamente indeseable si opera siempre a las condiciones de diseño exactas. Esto depende, de si se puede determinar con anterioridad la carga del eyector antes de que sea diseñado.

Con diseños cerrados se pueden obtener frecuentemente, ahorros sustanciales de agua y vapor en grandes sistemas. Sin embargo, usualmente no se pueden determinar exactamente las condiciones de operación que tienen prioridad al diseño. Por esta razón los diseños de una etapa no son de uso general.

Más frecuentemente la condición de diseño para un eyector puede de sólo ser estimada aproximadamente y se seleccionará en forma arbitraria un diseño con un factor de seguridad razonable. Aquí el eyector es diseñado para operación estable a cargas ligeras - así como a su llamado punto de diseño para asegurar una operación libre de problemas si la carga es más o menos la estimada originalmente.

Un amplio rango de estabilidad desde cargas ligeras a más allá de la carga de diseño requerirá más vapor que el eyector de una sola etapa. A mayor rango de estabilidad requerida, más vapor requerido. Por consideración a la economía de vapor y agua, los eyectores no deben ser diseñados por estabilidad más allá en exceso de la carga de diseño que la que es juzgada necesaria para límites de seguridad.

Con bajas razones de compresión, se puede diseñar un eyector que sea inherentemente estable a cargas ligeras tanto como a cargas en exceso de la carga de diseño. Esto requiere un poco más de vapor que en el diseño de una sola etapa, y ocurre cuando la presión de succión para la que el eyector debe ser diseñado no cae en el extremo del rango de baja presión absoluta de un eyector particular.

Por ejemplo, un eyector de una etapa diseñado para 50 mm de Hg abs. sería más sensitivo a las condiciones fuera de diseño -- que un eyector de una etapa diseñado para 100 mm de Hg abs. El eyector de 100 mm tendrá características estables a cargas ligeras y a cargas en exceso de su punto de diseño con prácticamente ningún incremento en el consumo de vapor sobre el punto de diseño. En contraste, el eyector de 50 mm necesitará más vapor sobre el punto de diseño para alcanzar estabilidad a cargas muy ligeras y a cargas en exceso de su carga de diseño.

Diseño multietapa

Ocasionalmente un eyector debe operar alternativamente a dos o más condiciones de carga y vacío. Entonces se debe diseñar el eyector para las condiciones más difíciles (o las condiciones -- que necesitan un eyector más grande). Las otras condiciones caerán entonces en la curva de comportamiento del eyector mayor.

Un eyector de este tipo es algunas veces diseñado de tamaño -- mayor para algunas de las condiciones requeridas con el objeto -- de alcanzar el diseño más económico desde el punto de vista de -- costo inicial. Si la economía de operación es importante en cada una de las condiciones, puede ser deseable usar dos eyectores se parados para alcanzar eficiencia en ambos puntos de operación.

Es posible en algunas aplicaciones tener un eyector para dos o más diferentes condiciones de operación (con máxima eficiencia en cada punto) teniendo una boquilla de vapor y difusor diseña-- dos para cada condición. En el cambio de operación de una condi-- ción a otra, sólomente debemos detener el sistema el tiempo sufi-- ciente para cambiar la boquilla y el difusor.

Frecuentemente, se pueden realizar ahorros substanciales de -- vapor sin comprar dos sistemas de eyector.

Los diseños de esta clase han hallado aplicaciones en los impulsos (boosters) de recompresión para evaporadores y grandes eyectores que simulan las condiciones existentes a gran altura -- en túneles de viento.

En ciertas aplicaciones un eyector es requerido para encontrar una curva específica de diseño. Entonces algunas veces se debe -- usar considerablemente más vapor que para un diseño simple puntual (una etapa) para producir la curva característica deseada. En algún punto en la curva el eyector es, por supuesto, relativamente eficiente y a cualquier lado de este punto de alta eficiencia el eyector es relativamente ineficiente.

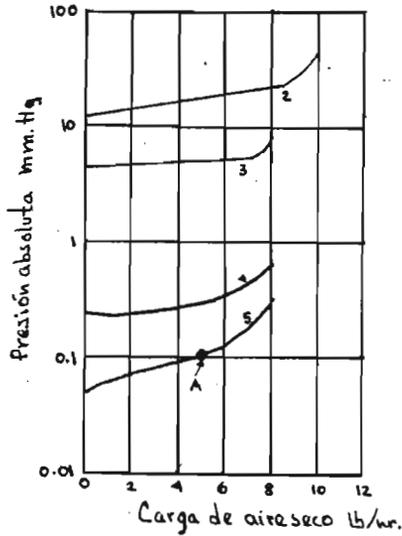
Los eyectores de este tipo son usados frecuentemente en laboratorios de prueba de motores de aviación ahorro donde las condiciones de altitud son simuladas en una celda de prueba de vacío. Estas celdas de prueba permiten observar y medir el comportamiento de una máquina bajo las condiciones que encontraría en el espacio.

Es posible encontrar una gran variedad de condiciones de operación económicamente en eyectores multietapa con la operación de -- sólo algunas etapas a un tiempo.

Todos los eyectores tienen al menos tantas curvas de comportamiento diferentes como etapas tienen. Para una etapa particular a operar, todas las etapas que siguen deben, por supuesto, ser -- operadas también. La figura 5 indica una serie de curvas de comportamiento para un eyector típico de cinco etapas. Por el suministro de controles automáticos convenientes, prácticamente todos los puntos dentro de la envoltura formada por estas curvas pueden ser alcanzados por el eyector. Con lo cual, el eyector puede un área entera de posibles condiciones de operación.

En grandes eyectores, el costo de los controles automáticos -- puede ser pagado muchas veces en ahorros de vapor.

Fig. 5.



El eyector de cinco etapas cubre todo el rango de presión

Curva 2.- Operación de dos etapas

Curva 3.- Operación de tres etapas

Curva 4.- Operación de cuatro etapas

Curva 5.- Operación de cinco etapas

Punto A.- Punto de diseño.

C. La Selección de un Productor de Vacío

Un estudio detallado de la estimación de costos, para eyectores de una etapa y multietapa muestra que los costos de compra - están basados en el factor tamaño, carga de aire seco equivalente (en lb/hr a 70°F), dividida por la presión de succión (medida en mm de Hg). En la figura 6 se muestran los datos típicos de un vendedor los cuales dan una relación lineal, si los factores de corrección están aplicados al material de construcción, tipo de intercondensador y número de etapas del eyector (tabla I). Los - datos incorporados en esta relación lineal han sido limitados a sistemas de eyectores de chorro de vapor, operando con las pre-- siones mostradas en la tabla II.

Tabla I. Multiplicadores del precio para sistemas de eyecto-- res de chorro de vapor

Artículo	Multiplicador
Sin condensador	1.0
Con un condensador de superficie	2.3
Con dos condensadores de superficie	1.6
Con un condensador barométrico	1.7
Con dos condensadores barométricos	1.3
De una etapa	1.0
De dos etapas	1.8
De tres etapas	2.1
De cuatro etapas	2.5
De cinco etapas	4.0
De hierro fundido	1.0
De acero al carbón	1.3
De acero inoxidable	2.0
De Hastelloy	3.0

Tabla II. Rangos de presión para eyectores de tamaño estándar

Sistema de eyector de vapor	presión de succión mm. de Hg.
De una etapa sin condensador	45 - 200
De dos etapas sin condensador	4 - 100
De dos etapas con un condensador	3 - 200
De tres etapas sin condensador	2 - 20
De tres etapas con un condensador	0.9 - 7.5
De tres etapas con dos condensadores	1.5 - 40
De cuatro etapas con dos condensadores	0.15 - 5
De cinco etapas con dos condensadores	0.03 - 1

Tabla III. Rango de operación para bombas mecánicas de vacío

Sistema mecánico de vacío	Carga equivalente de aire seco a 70°F lb/hr.	Presión de succión mm de Hg.	Factor de tamaño lb/hr mm de Hg.
Anillo líquido	1.0 - 20,000	25 - 200	0.05 - 35
Eyector de aire, anillo líquido	0.2 - 400	5 - 40	0.05 - 10
Pistón rotatorio	0.1 - 2,000	0.1 - 760	0.03 - 8
Pistón rotatorio, lobular	0.1 - 40	0.1 - 10	9.50 - 45
Reciprocante	1.0 - 7,000	15 - 200	1.0 - 25

Una correlación análoga entre el costo de compra y el factor de tamaño ha sido también desarrollada para bombas mecánicas de vacío a partir de órdenes de compra y cotizaciones del vendedor (figura 6). El costo de compra de un sistema mecánico de hierro

fundido involucra el precio de la bomba de vacío además de un motor enfriado por un ventilador, la placa base y una banda de tracción. Los rangos de operación para los diferentes sistemas mecánicos de vacío considerados aquí son mostrados en la tabla - III.

Los costos de instalación para sistemas de vacío son estimados de una correlación desarrollada por W. A. Scholle de Monsanto Co. La siguiente ecuación se ajusta mejor para sistemas de vacío cuyos costos varían desde 1,000 \$ a 100,000 \$ (en EE.UU.).

$$\text{Costo instalado} = 55.2 (\text{costo de f.o.b.})^{0.678} \quad (1)$$

La figura 7 puede ser usada para estimar los requerimientos de vapor para sistemas de eyectores, si la carga consiste de vapores no condensables. Para sistemas de eyector multietapa manejando vapores condensables, el uso de vapor será menor que el indicado, debido a que las últimas etapas manejan sólo vapores no condensables.

La siguiente ecuación provee los requerimientos de agua de enfriamiento a 85°F para un sistema multietapa de eyectores de vapor con condensadores de contacto directo:

$$\text{Agua de enfriamiento, gpm} = 0.611 \text{ X (lb/hr de vapor)}^{0.975} \\ (\text{ecuación 2})$$

Ya que las correlaciones han sido desarrolladas entonces, los requerimientos de energía eléctrica para sistemas mecánicos basados en la potencia al freno de operación (BHP), pueden ser aproximados. Las siguientes ecuaciones representan tales relaciones:

$$\text{Bombas reciprocantes de vacío} \\ \text{BHP} = 7.14 \text{ X (factor de tamaño)}^{0.963} \quad (3)$$

Bombas de pistón rotatorio
BHP = 7.63 X (factor de tamaño)^{1.088} (4)

Bombas de pistón lobular rotatorio
BHP = 0.621 X (factor de tamaño)^{1.043} (5)

Bombas de anillo líquido
BHP = 13.8 X (factor de tamaño)^{0.924} (6)

Eyector de aire/bombas de anillo líquido
BHP = 22.5 X (factor de tamaño)^{0.810} (7)

Los sistemas mecánicos que operan con una bomba de anillo líquido también requieren un fluido sellante. Aunque varios de tales fluidos están disponibles, la siguiente ecuación estipula -- los requerimientos de fluido de bombeo cuando es usada agua a -- 60°F.

Agua de sello, gpm = 7.815 X (factor de tamaño)^{0.889}
(ecuación 8)

Las bombas mecánicas y los eyectores de chorro de vapor más económicos han sido comparados (figura 8) sobre presiones de succión que varían desde 0.1 a 200 mm de Hg abs y cargas equivalentes de aire que varían desde 1.0 a 2,000 lb/hr. Las suposiciones tomadas en este esquema son:

- Tantas bombas de vacío como son requeridas, son consideradas
- Tiempo de operación anual = 8,000 horas (la inversión inicial es hecha en el primer año de análisis)
- Los costos de servicios están basados sobre los precios estimados de compra de energía por nueve años de consumo (los costos de energía indicados en la figura 8 son los valores aritméticos medios del periodo de nueve años)

- El material estandar de construcción de eyectores y de bombas mecánicas es hierro fundido
- Los intercondensadores barométricos son usados en sistemas de eyectores de vapor
- Impuesto sobre la renta 50%
- Mantenimiento anual para sistemas de bombas mecánicas = 9% de la inversión fija
- Los vapores de proceso no contienen ni contaminantes ni vapores condensables que no sean vapor de agua motriz

La figura está dividida en dos secciones, una de ellas está - donde los eyectores son económicamente ventajosos; la otra donde los sistemas mecánicos son los más económicos. Como está indicado sobre la figura, el tamaño de estas áreas es ligeramente sensitivo a los costos de energía.

En casi todas las condiciones de operación, las bombas de pistón rotatorio y reciprocantes se halló que eran los sistemas más económicos en su rango de aplicación. La irregularidad de la curva que divide las dos regiones puede ser atribuída a un pequeño rango donde las combinaciones de bombas lobulares y de pistón rotatorio fueron halladas económicas.

Las bombas de anillo líquido no aparecen en la figura 8 debido a que nunca fueron económicamente atractivas cuando fueron -- comparadas con todas las otras bombas mecánicas. Por otro lado, las bombas de anillo líquido son reportadas en la literatura como más simples y capaces que otros sistemas mecánicos. Por consiguiente, las bombas de anillo líquido y los eyectores de vapor - son comparados sobre presiones de succión de 5.0 a 200 mm de Hg, y cargas equivalentes de aire desde 1.0 a 2,000 lb/hr basadas en un análisis de flujo discontinuo. La figura 9 sólo muestra rangos desde 5.0 a 100 mm de Hg y desde 1.0 a 300 lb/hr.

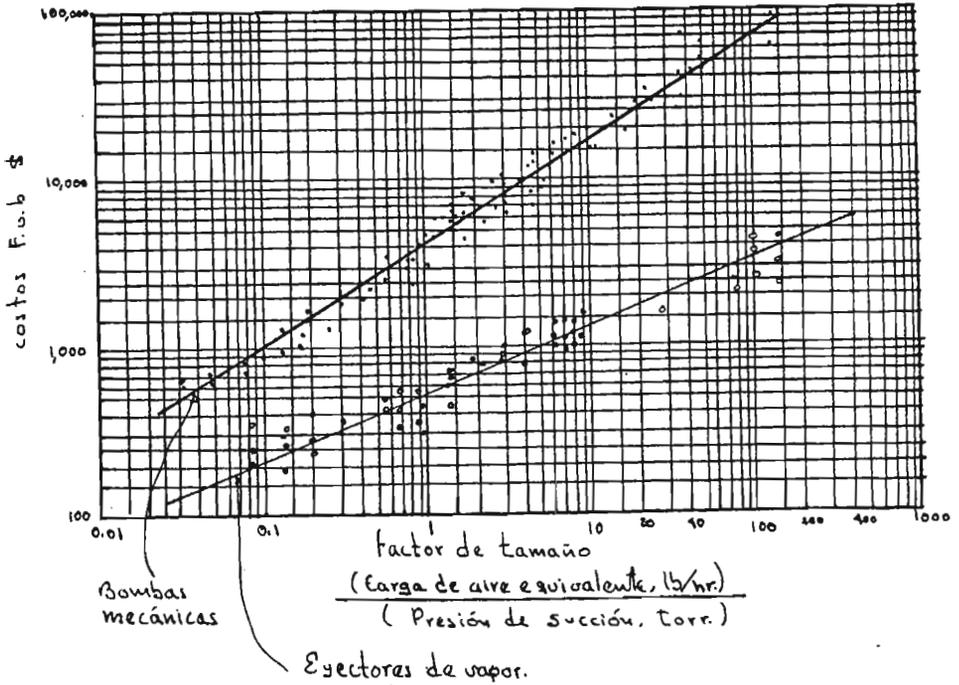
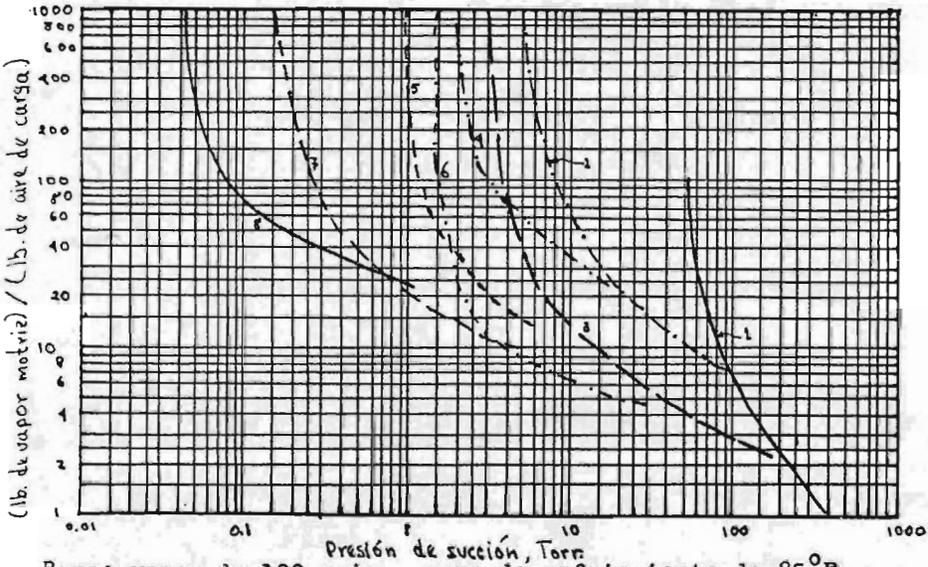


Fig. 6. Costos base para bombas de vacío mecánicas y eyectores de chorro de vapor (1975)

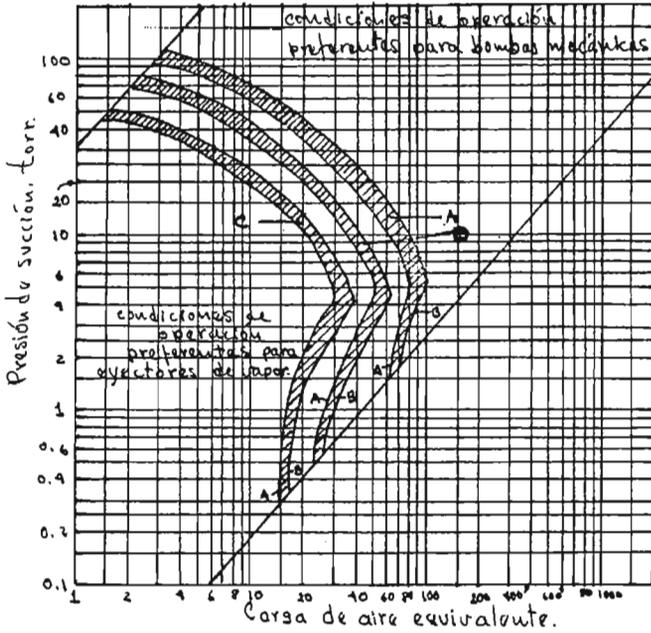
Fig. 7. Requerimientos de vapor motriz para sistemas de eyectores de vapor con y sin intercondensadores.



Base: vapor de 100 psig., agua de enfriamiento de 85° F.

Estas curvas se desarrollaron a partir de datos de los catálogos de vendedores.

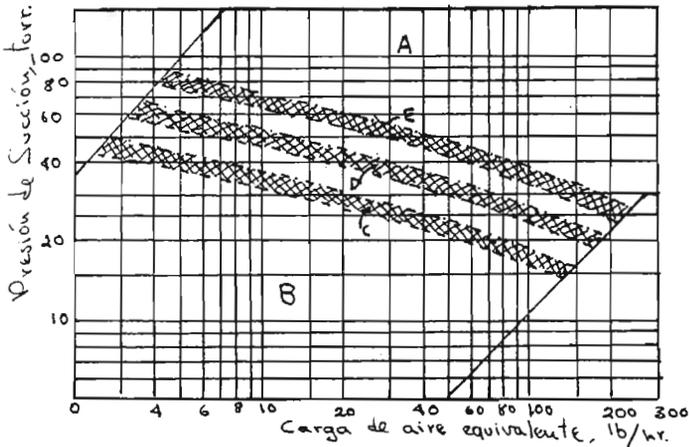
- Curva 1.- 1 etapa sin condensador
- Curva 2.- 2 etapas sin condensador
- Curva 3.- 1 etapa con un condensador
- Curva 4.- 3 etapas sin condensador
- Curva 5.- 3 etapas con un intercondensador
- Curva 6.- 3 etapas con dos intercondensadores
- Curva 7.- 4 etapas con dos intercondensadores
- Curva 8.- 5 etapas con dos intercondensadores.



Costos de combustible para producción de vapor:

- A \$ 2.50/millón de BTU
- B \$ 2.00/millón de BTU
- C \$ 1.50/millón de BTU
- A 1.5 ¢/kwh.
- B 2.5 ¢/kwh.

Fig. 8. Comparación económica de sistemas de vacío mecánicos y eyectores de chorro de vapor a dos costos de electricidad.



- A. Condiciones de operación preferidas para bombas de anillo líquido.
- B. Condiciones de operación preferidas para eyectores de chorro de vapor.
- C. \$ 2.50/millón de Btu.
- D. \$ 2.00/millón de Btu.
- E. \$ 1.60/millón de Btu.

----- costo de electricidad a 1.5 c./KWh.
-.-.- costo de electricidad a 3.5 c./KWh.

Fig. 9. Comparación económica entre bombas de anillo líquido y sistemas de vacío de chorro de vapor.

D. Selección de Eyectores para Alto Vacío

Se presenta ahora una serie de datos que consiste de los servicios y precios así como también algunos datos generales de -- eyectores de aire y vapor.

Los eyectores de chorro de vapor son diseñados y construídos por muchos fabricantes desde una a cuatro etapas. Algunos son -- equipados con condensadores y otros no como ya se dijo anteriormente. Estos eyectores pueden estar equipados con intercondensadores o con condensadores posteriores ya sean estos de contacto directo (barométricos) o de superficie.

Las siguientes presiones son generalmente consideradas como -- límite de presión absoluta práctica mínima para un número dado -- de etapas:

Etapas	Presión absoluta, mm de Hg.
1	50
2	5
3	2
4	0.2
5	0.03
6	0.005
7	0.0005

Los costos y servicios presentados aquí son indicativos sólo -- mente. Estos costos no están destinados necesariamente para re -- presentar a aquellos que se aplicarán para un problema específico. Los precios y servicios cambian radicalmente dependiendo del tamaño de la instalación, presión de vapor, temperatura de entra -- da del agua y materiales de construcción.

Sin embargo, los costos y servicios son suficientemente exac -- tos para propósitos de estimación general. El fabricante de equi

po dispone usualmente de datos más completos.

Los requerimientos de agua y vapor son mostrados en las figuras 10 y 11 para eyectores de cuatro etapas en el rango desde -- 0.25 hasta 2 mm de Hg abs de presión. Note que estos servicios -- se aplican a eyectores con intercondensadores del tipo barométrico. Este arreglo se aplica también a eyectores de cinco y seis -- etapas. Para cualquier presión particular, los servicios para -- unidades con intercondensadores de tipo de superficie requieren un poco más de agua y vapor que la unidad con intercondensadores de tipo barométrico.

Supongamos que nuestro problema es determinar los servicios y precio para un eyector de cuatro etapas que maneja 30 lb/hr de -- aire seco a 0.5 mm de Hg abs cuando se usa vapor a 100 psig y -- agua de enfriamiento a 85°F.

De las figuras 10 y 11 encontramos que 43 lb/hr de vapor y -- 5.8 gal/min (gpm) de agua son necesarios por cada libra de aire. Por lo tanto, los servicios totales son $43 \times 30 = 1,290$ lb/hr de vapor y $5.8 \times 30 = 174$ gal/min de agua para manejar la carga.

En la figura 12 encontramos que una unidad de cuatro etapas -- con intercondensador del tipo barométrico que maneja 30 lb/hr de aire cuesta 6,300 \$ US, mientras que de la figura 13, una unidad del tipo de superficie para las mismas condiciones de operación cuesta 8,900 \$ US.

El uso de presión de vapor mayor de 100 psig tiende a reducir los requerimientos de agua y vapor. La temperatura de entrada -- del agua más baja que 85°F también tiende a reducir los servi--- cios. Contrariamente el uso de menores presiones de vapor y temperaturas de entrada de agua altas incrementa los requerimientos de vapor y agua respectivamente.

En muchos casos, insistiremos que el eyector tiene una capacidad de sobrecarga razonable. Esto es particularmente verdadero - si parte de la carga a ser manejada por el eyector es condensable a presiones en el rango de 1.5 a 2.5 pulgadas absolutas. Los servicios adicionales frecuentemente, no son de gran importancia y el costo del eyector raramente se incrementa prohibitivamente para esta capacidad de sobrecarga.

Los datos aproximados son mostrados en la figura 15 sobre el efecto de capacidad de sobrecarga sobre el consumo de vapor para presiones de succión en el rango de 0.5 mm de Hg, 1.0 mm de Hg y 2.0 mm de Hg abs. La capacidad de sobrecarga a esta presión y a presiones absolutas más bajas causa un incremento en el precio, de 10% como máximo. Es obvio, de estas curvas, que para presiones menores de 0.5 mm de Hg abs, las características de sobrecarga raramente incrementan ya sea los servicios o el precio en una extensión apreciable.

Los requerimientos de servicios son dados en las figuras 16 y 17 para eyectores de cinco etapas que operan en el rango de 50 a 200 micrones absolutos (1.0 mm de Hg = 1,000 micrones). Un rango común para eyectores de cinco etapas es 100 micrones. Por lo tanto, seleccionemos una unidad a esa presión para manejar 30 lb/hr de aire. De las figuras 16 y 17, encontramos el requerimiento de vapor que es $86 \times 30 = 2,580$ lb/hr y el de agua de enfriamiento es $11.8 \times 30 = 354$ gal/min (gpm).

El funcionamiento típico es mostrado en la figura 20 para un eyector de cinco etapas diseñado para una presión de 100 micrones absolutos. Encontramos el precio para una unidad de tipo barométrico de 13,200 \$ US en la figura 18. Para la unidad del tipo de superficie correspondiente, el precio es de 16,600 \$ US - el cual se lee en la figura 19.

Los eyectores de cinco etapas son raramente usados para presiones menores de 50 micrones absolutos. Sin embargo, si la presión del vapor es lo suficientemente alta y si el agua de enfriamiento está a 70°F o más fría, es muy posible diseñar una unidad de cinco etapas para operar económicamente a 30 micrones. Bajo estas condiciones el eyector succiona a 15 ó 20 micrones. Sin embargo para obtener una unidad más flexible, un eyector de seis etapas es preferido para presiones absolutas menores a 50 micrones.

Las cargas en el rango de unos pocos micrones (abajo de 50 micrones) son más frecuentes que las no expresadas como velocidad volumétrica en pies cúbicos por minuto (cfm) en lugar de masa velocidad en lb/hr. En la figura 21, una comparación de capacidad en pies cúbicos por minuto (cfm) es mostrada contra la presión absoluta para un flujo de aire de una libra por hora.

Probablemente una de las ventajas más importantes de los eyectores de vapor es su habilidad para manejar grandes volúmenes de gases a bajas presiones absolutas. Los eyectores manejan estos grandes volúmenes a un costo relativamente bajo en comparación con otros medios que producen el mismo resultado.

Comparemos el tamaño de eyectores con el de las bombas mecánicas. Un eyector diseñado para manejar una libra por hora de aire seco a 20 micrones es un eyector pequeño. Sin embargo, una bomba mecánica para la misma capacidad tendría un desplazamiento volumétrico superior a 16,500 pies cúbicos por minuto.

Una bomba mecánica con un desplazamiento de 16,500 pies cúbicos por minuto es excepcionalmente grande. En algunos casos dos o más bombas mecánicas en paralelo son necesarias debido a que aun algunas de las bombas mecánicas más grandes no pueden manejar fácilmente 16,500 pies cúbicos por minuto.

Como un ejemplo adicional, comparemos los precios de venta de un eyector y un sistema mecánico diseñados para manejar 10 10/hr de aire seco a 10 micrones absolutos. El precio de venta del --- eyector es 75,000 \$ US. Para la misma capacidad, una bomba de di fusión de tres etapas, completa con válvulas y bombas de apoyo - mecánicas (bombas que succionan en un principio hasta vacíos medianos) cuesta aproximadamente 175,000 \$ US.

Examinemos ahora los precios de venta de eyectores de seis -- etapas para dos capacidades. Primero, consideremos una capacidad de una libra por hora a 10 micrones absolutos. Los requerimientos de vapor son 900 lb/hr que se ven en la figura 22 y el de -- agua de enfriamiento es 135 gal/min (gpm) los cuales se leén en la figura 23. El precio de venta de este eyector es encontrado - de 16,000 \$ US en la figura 24. La mayoría de los sistemas mecánicos requieren varias bombas en paralelo a un alto precio para manejar esta capacidad.

Después, examinaremos un eyector de seis etapas para manejar 2.0 libras por hora (alrededor de 33,000 cfm). Encontramos de la figura 24 que su precio es de 22,500 \$ US. Consecuentemente la - comparación muestra que a mayores instalaciones y precios es más conveniente el uso de eyectores de vapor. El funcionamiento típico de este eyector de seis etapas diseñado para operar a 10 mi-- cronos absolutos es mostrado en la figura 25.

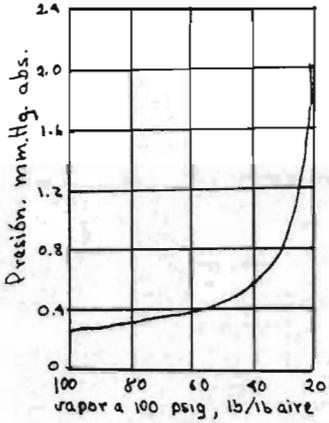


Fig. 10. Requerimientos de vapor para eyectores de 4 etapas.

Fig. 11. Requerimientos de agua para eyectores de 4 etapas.

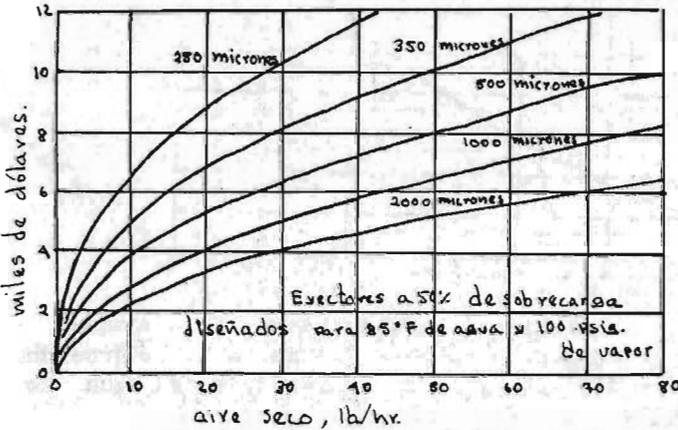
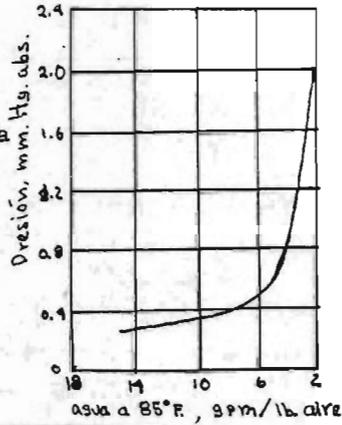


Fig. 12. Precios de eyectores de 4 etapas, de tipo barométrico.

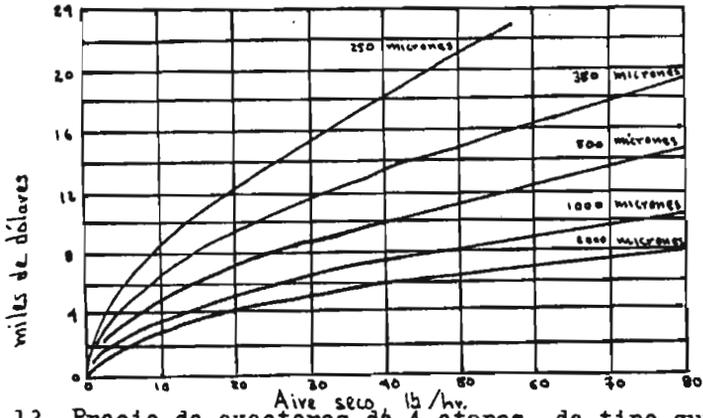


Fig. 13. Precio de eyectores de 4 etapas, de tipo superficie. Eyectores a 50% de sobrecarga, diseñados para 85°F. y vapor de 100 psig.

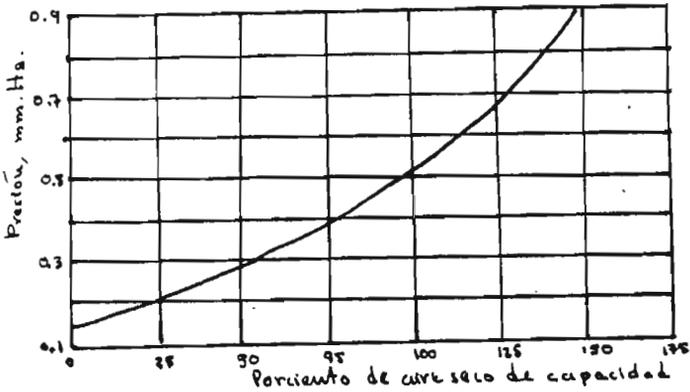


Fig. 14. Curva de comportamiento para eyectores de 4 etapas, para eyectores diseñados para 0.5 mm. abs. de presión y 100 psig. de vapor y 85°F. temperatura del agua de enfriamiento.

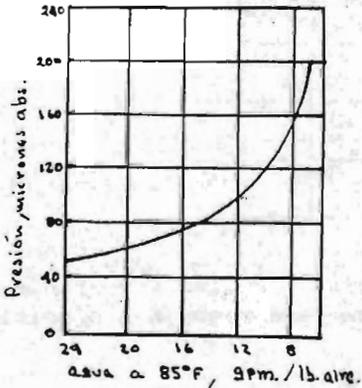
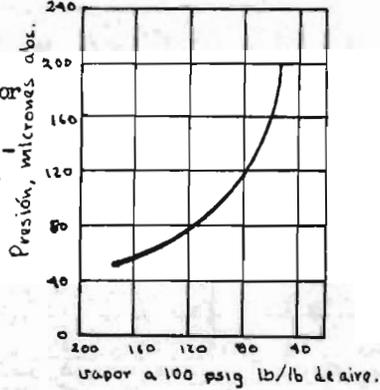
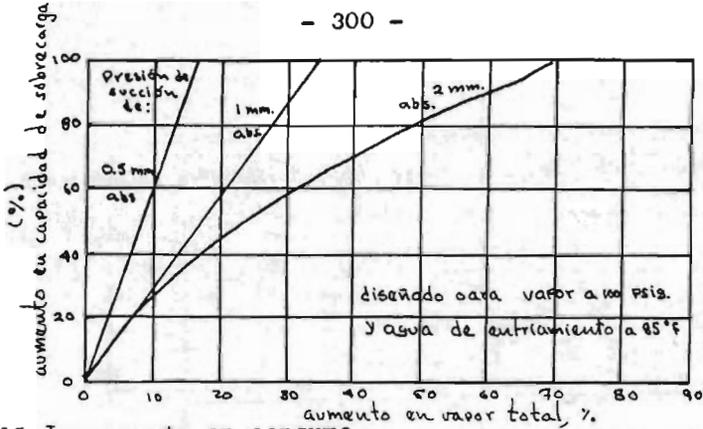


Fig. 17. Requerimientos de agua para eyectores de 5 etapas (de tipo barométrico a 50% de sobrecarga).

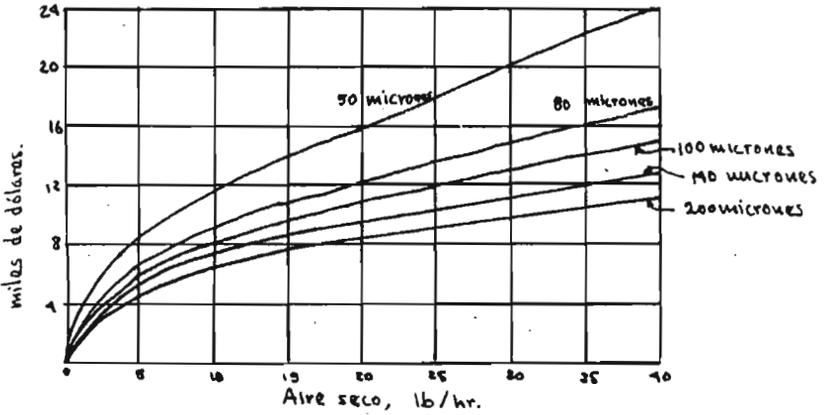


Fig. 18. Precios de eyectores de 5 etapas, de tipo barométrico, a 50% de sobrecarga, diseñados para vapor a 100 psig. y agua a 85° F.

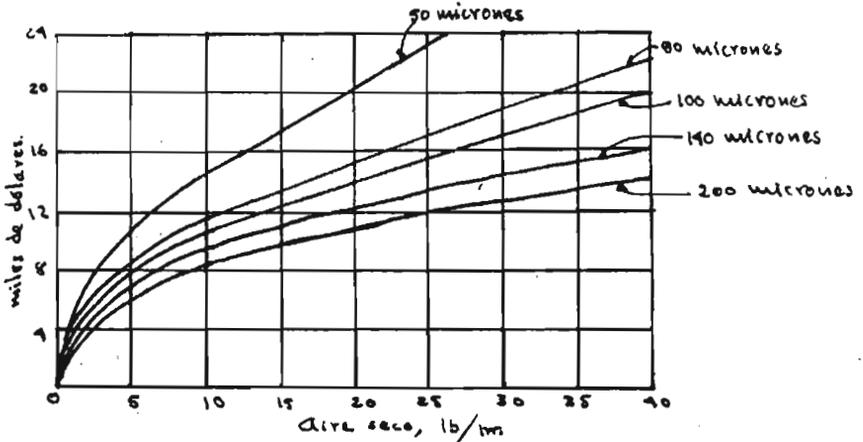


Fig. 19. Precios de eyectores de 5 etapas, de tipo superficie, a 50% de sobrecarga, diseñados para vapor a 100 psig. y agua a 85° F.

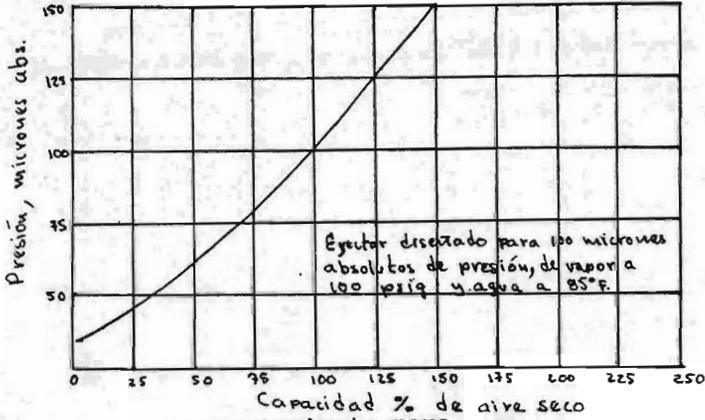


Fig. 20. Curva de comportamiento para eyectores de 5 etapas.

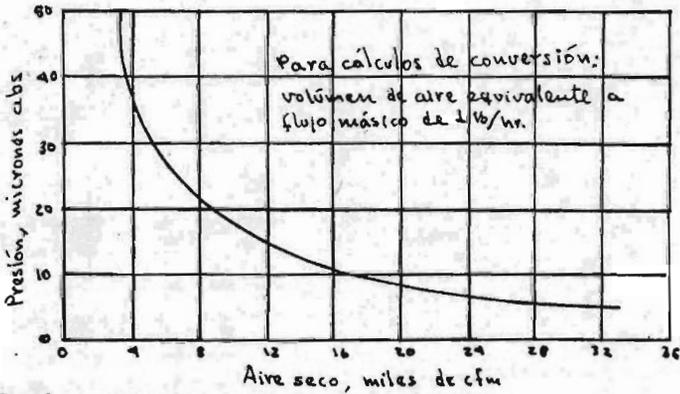


Fig. 21. Volúmen de aire a bajas presiones.

Fig. 22. Requerimientos de vapor para eyectores de 6 etapas (de tipo barométrico a 50% de sobrecarga)

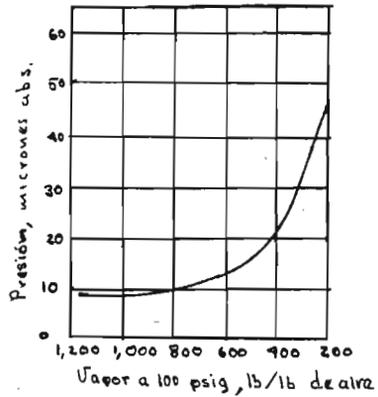


Fig. 23. Requerimientos de agua para eyectores de 6 etapas (tipo barométrico a 50% de sobrecarga)

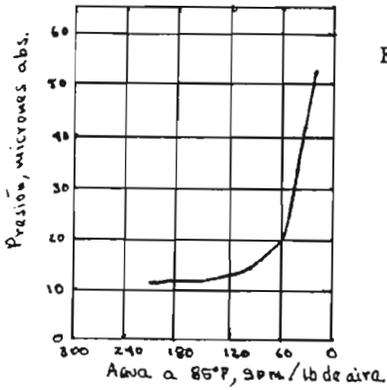
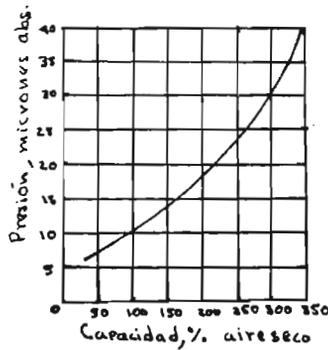


Fig. 25. Curva de comportamiento para eyector de 6 etapas (diseñádo para 10 micrones de presión abs., vapor de 100 psig. y agua a 85°F).



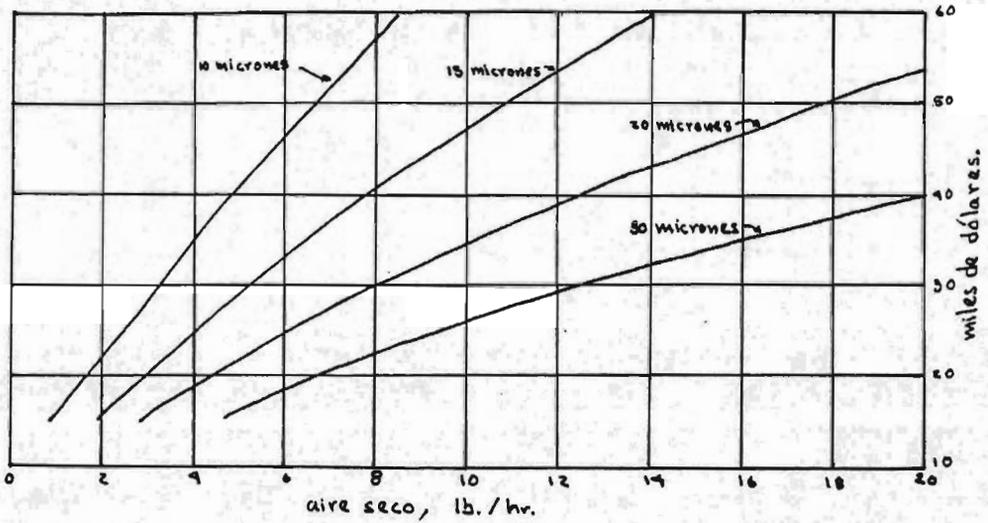


Fig. 24. Precios de eyectores de 6 etapas, de tipo superficie, a 50% de sobrecarga, diseñados para 100 psig. de vapor y agua a 85° F.

2.

DETERMINACION DE COSTOS DE EQUIPO
PRODUCTOR DE VACIO

Las industrias químicas de proceso están repletas con procesos de vacío que requieren altos flujos de vapor, los que pueden ser obtenidos por medio de bombas, eyectores de vapor, de aire, bombas de sello de anillo líquido, bombas mecánicas con sello de aceite, etc. Hasta que la energía no fue costea-
ble, la gran mayoría de los sistemas productores de vacío emplearon eyectores de vapor y el diseño del sistema de bombeo fue primeramente objeto de determinación de rendimiento másico en términos de libras por hora de aire seco y de esto se seleccionó al eyector. Aquí se hallarán los medios para encontrar los costos relativos de los sistemas productores de vacío.

A. Estimación de Costos de Alto Vacío Gráficamente

Los modernos y complejos sistemas de producción de vacío pueden simular condiciones del espacio exterior a presiones tan bajas como 10^{-8} mm de Hg abs en cámaras de un diámetro tan grande como 25 pies. Aquí se determinarán los costos de una manera gráfica. Cuando se discute de alto vacío, es usual el uso de unidades absolutas de presión. Los medidores indican presión absoluta en micrones y milímetros de Hg, y, puesto que la densidad del gas en el volumen de la cámara cubre tan amplio rango, las presiones son mostradas frecuentemente en estas unidades. Las características de la bomba son usualmente graficadas como una función de estas presiones.

Características de las bombas

Existen muchos tipos disponibles de bombas para el ingeniero de vacío, dependiendo del servicio. Algunas de estas son para:

Vacío mediano.- Eyectores de vapor de pocas etapas (hasta 4)

Bombas mecánicas de aspas deslizantes
Sopladores mecánicos de desplazamiento positi
vo.

Alto vacío.- Eyectores-bomba de difusión
Bombas de difusión
Bombas iónicas

Dos tipos de curva característica son usados para los compo--
nentes de bombeo de vacío. Uno, la curva de velocidad, que es --
una gráfica de velocidad de bombeo contra presión, y es más fre--
cuentemente usada por los diseñadores de bombas y para cálculos
involucrando conductancia. La velocidad está definida como el vo--
lumen de gas removido del sistema por unidad de tiempo y es ----
usualmente expresada en litros por segundo.

La curva de rendimiento es una gráfica de flujo Q (definido
como $Q = S P$ y expresado en Q -litros/seg) contra la presión P. -
Es usada para igualar la capacidad de un componente a otro y pa--
ra trazar el flujo de gas a través del sistema. Con esta curva -
es más fácil visualizar la secuencia de bombeo y seguir el cam--
bio de presión a una velocidad de flujo particular así como su -
progreso a través de un sistema de bombas y tubería.

La figura 26 es una curva típica de rendimiento. Así como el
gas entra a la bomba de difusión, es propulsado hacia adelante y
además comprimido por los chorros. La bomba de difusión descarga
en la bomba mecánica, la que finalmente descargará a la atmósfe--
ra. La curva de sobrepresión limitante muestra la presión máxima
contra la que la bomba de difusión descargará.

El rango de las bombas de difusión en el tamaño nominal de --
diámetro es de 2 a 32 pulgadas. Las velocidades pico correspon--
dientes ($S = Q/P$) varían de 108 a 52,000 litros por segundo, o -
228 a 110,000 pies cúbicos por minuto.

Selección y diseño de un sistema de bombeo

Los requerimientos de proceso que deben ser conocidos antes -

de la selección de un sistema de bombeo son:

- . Variación de la carga de gas (degaseado de la cámara y la evolución del gas de los materiales de proceso)
- . Rango de presión requerido
- . Ciclo de tiempo deseado

Idealmente, toda esta información puede ser determinada, y la selección de la bomba consiste simplemente en la comparación de requerimientos con las características de las bombas disponibles. En la práctica, sin embargo, uno o más de estos factores es frecuentemente indeterminado, y otras peculiaridades de la aplicación particular pueden influenciar también la selección.

Todas las bombas de vapor requieren bombas mecánicas de apoyo para producir la sobrepresión necesaria, y por consiguiente, los sistemas de bombeo de alto vacío normalmente involucran al menos una bomba de cada tipo. En general, el tipo de bomba de vapor depende de la presión final, y el tamaño depende de la capacidad necesaria para encontrar los requerimientos del proceso. El tamaño de la bomba de sobrepresión depende de la carga máxima de gas y del ciclo de tiempo disponible.

La variación de la carga de gas es el factor más difícil de determinar puesto que es difícil conocer la carga de degaseamiento de los distintos materiales a diferentes temperaturas. Las presiones de vapor de gases y metales fundidos a diferentes temperaturas ayudan a determinar las limitaciones o extremos de estas cargas. El mejor proceso de información es el de extracción de datos de laboratorio de equipo prototipo pequeño, aquí los datos pueden ser extrapolados.

Para una apreciación total de las diferentes formas en las cuales los componentes pueden ser puestos en un sistema, el diseñador debe estar totalmente familiarizado con las curvas de velocidad y de rendimiento. Todos los fabricantes abastecen esta literatura.

La figura 27 ilustra esquemáticamente el sistema de bombeo usado más generalmente. La bomba mecánica ejecuta las dos funciones de obtención de vacío mediano y de apoyo. La bomba mecá-

nica más pequeña o bomba de servicio mantiene un vacío de seguridad para la bomba de vapor. Con el sistema en condición de alerta, todas las válvulas son cerradas excepto la válvula que está adelante de la bomba de servicio, la cual es dejada abierta a lo largo de todo el ciclo, y es cerrada sólomente en paro completo o para prueba de la propia bomba de servicio.

Para empezar la evacuación de la cámara, la válvula de la bomba de apoyo es abierta. Cuando la presión es lo suficientemente baja para la operación de la bomba de vapor, la válvula de la -- bomba de apoyo es cerrada y la válvula de sobrepresión es abierta. Esto tendrá lista a la bomba de apoyo para usarse detrás de la bomba de vapor cuando la válvula de alto vacío es finalmente abierta.

La carga de gas de la cámara es manejada ahora por la bomba de vapor, la cual descarga a la bomba de apoyo, que a su vez -- descarga a la atmósfera. Antes la cámara es purgada a presión atmosférica, la válvula de alto vacío es cerrada, seguida por la -- válvula de sobrepresión. El sistema está ahora listo.

Determinación de costos de capital

Como muestra la figura 28, cada tipo de bomba opera sobre un diferente rango de presión y el problema para el usuario es cuál bomba o combinación de bombas selecciona. Muy frecuentemente, -- una de un número podría ser escogida desde el punto de vista de capacidad.

La figura 29, muestra las curvas de rendimiento para cuatro -- tipos de familias. Estas curvas son marcadas con el correspondiente costo promedio, y la leyenda muestra el sistema de apoyo requerido.

La nomenclatura en esta figura y las subsecuentes es como sigue:

Para bombas mecánicas, KS, KDH, y KD son modelos diseñados -- por la Kinney Vacuum Division, y los números representan la velocidad pico en pies cúbicos por minuto (cfm). Para sopladores, -- VPR, y VPRG, son modelos diseñados por Heraeus Co., y los núme--

ros son velocidades pico en metros cúbicos por hora. Para las -- bombas de difusión-eyector de vapor, KS es un modelo diseñado -- por Consolidated Vacuum Corp., y los números son velocidades pico en litros por segundo.

Para bombas de difusión, PnC es el modelo diseñado por Consolidated Vacuum Corp., y los números son velocidades pico en litros por segundo.

Los costos de la figura 29 son los costos totales de capital para cada sistema de bombeo, involucrando equipo eléctrico, tubería, controles, válvulas, etc. Ellos son estimados por diseños simples y funcionales. Los costos de instalación no están incluidos

Para comparar las familias de bombas, las curvas son superpuestas y los puntos de igual costo son graficados, interpolando y extrapolando donde sea necesario. Esto forma las bandas económicas mostradas en la figura 30. Si la carga de gas y la presión de operación están a la izquierda de la banda económica, se escogerá un sistema de una familia cuya mayor capacidad esté a la izquierda, y si el punto está a la derecha, se escogerá un sistema de la parte derecha de la banda económica.

Las áreas claras de la figura 30 son las regiones en estado estable más económicas para el tipo de bomba dentro de ellas. -- Las áreas sombreadas donde el cambio de un tipo a otro puede ocurrir, y la sombra fuerte donde el cambio deberá ser hecho, la -- sombra ligera donde un estudio se hace necesario.

La necesidad de elección entre una bomba de difusión y un -- eyector-bomba de difusión es inusual debido a que la primera puede producir más velocidad por la misma inversión que lo que pueda producir el segundo dispositivo. Para velocidades pico iguales, el eyector-bomba de difusión requiere una bomba de apoyo -- más grande debido a que está diseñado para carga de gas máxima -- más alta a presiones a presiones mayores. El punto económico en el que el uso de la familia de difusión ocurre tan pronto como -- la presión y la carga de gas están dentro de su rango de operación. Estas bombas pueden ser usadas en el área transicional, --

que se extiende desde la sobrepresión limitante a abajo de 0.5 a 2.0 micrones, donde la velocidad pico ocurre. Las bombas de difusión no deben ser continuamente usadas más allá del lado derecho de la sombra fuerte de la banda económica, donde la máxima velocidad cae en aumentos de presión.

Los sopladores son usados con gran ventaja cuando se quiere una cámara a un vacío mediano. Ellos pueden ser arrancados a 10 hasta 50 mm de Hg, y pueden también tener exposición súbita a la atmósfera en caso de una falla de energía. Como se muestra en el área clara, los sopladores no ofrecen muchas ventajas económicas para un bombeo dinámico estable, aunque ellos son flexibles y no requieren una tubería muy complicada.

La banda económica para sopladores contra bombas mecánicas es más compleja. El aceite lubricante en una bomba mecánica (figura 29) frecuentemente viene contaminado con agua u otros líquidos, y cuando se expone al vacío se vuelve volátil y reduce la capacidad neta de bombeo. La familia de curvas es de datos de catálogo basados en lecturas con un medidor McLeod. Las dos curvas del medidor Pirani ilustran, para una familia, el efecto de la presión de vapor del aceite limpio y de aceite contaminado sobre la capacidad de la bomba. Todos los otros componentes de la bomba en el sistema dependen de la curva de la bomba mecánica la cual, por consiguiente debe escogerse con el proceso completo en la mente.

Los sopladores o bombas impulsoras tipo KS (figura 29) son frecuentemente usados para una capacidad adicional en las regiones de presiones importantes. Las curvas características para sopladores son afectadas por la capacidad de la bomba mecánica, y cambian de una manera singular. Las bombas KS no son afectadas debido a que sus presiones de descarga exceden el rango de presión de las bombas mecánicas con aceite contaminado.

Existen muchas maneras de controlar los volátiles (contaminantes del aceite), tales como trampas de superficie fría y purificación continua de aceite. Es necesaria una atención especial si los volátiles son 25% o más de la carga del gas.

Hemos considerado las condiciones de flujo dinámico a estado

estable a una presión particular. Pero también estamos interesados en el ciclo de tiempo. El ciclo más simple es el bombeo a -- una presión particular, ejecutando la reacción y retornando a la atmósfera. Típico de este caso es un cubridor industrial para objetos decorativos, donde la presión es usualmente disminuida a -- 0.5 micrones antes de que el aluminio sea flasheado sobre las -- partes de plástico.

La carga de gas es determinada a partir del degaseado de las paredes de la cámara, y de los volátiles de las piezas de plástico. Esta carga establece la bomba de difusión requerida. La pregunta remanente es ¿ que tamaño de bomba para obtener vacío me--diano puede ser igual o mayor que el mínimo dictado por las ca--racterísticas de la bomba de difusión? Uno de los modos más úti--les de calcular el tiempo de obtención de vacío mediano es la -- curva de presión contra tiempo, que se muestra en la figura 31.

La relación para el cálculo del tiempo de obtención de vacío mediano es:

$$t = V/S \ln (P_s/P_f) \quad (9)$$

donde P_s y P_f son las presiones de arranque y final respectiva--mente, t es el tiempo necesario para reducir la presión del sis--tema de P_s a P_f , S es la velocidad promedio de la bomba entre P_s y P_f , y V es el volumen de la cámara.

La figura 31 evita este cálculo. Cada bomba es mostrada eva--cuando una cámara de 100 pies cúbicos, así que, si consideramos una cámara de 256 pies cúbicos, simplemente multiplicaremos el -- tiempo de la gráfica por el factor 2.56 .

La mayor parte del ciclo de tiempo de nuestro cubridor decorativo es un mal necesario y en el proceso actual de flasheo de -- aluminio, es sólo una pequeña parte del total. El tiempo -- económico de obtención de vacío mediano es hallado como sigue:

La cámara y sus accesorios constituyen un costo fijo, y el -- sistema de bombeo un costo variable, dependiendo del tamaño y capacidad. Suponga, por ejemplo, que el sistema consiste de 2 PMC

de 4,100 con accesorios incluidos, y su valor es 17,000\$ US, incluyendo la bomba pequeña de vacío mediano. Dos KDH de 130 son indicados y un KD de 220 es el mínimo. Para este sistema el --- tiempo de obtención de vacío mediano de 760 a 0.2 mm de Hg es 11 minutos, y el tiempo de bombeo de difusión supuesto de 200 micro nes a 5 micrones está dado como 2.5 minutos.

La pregunta que nace es ¿ se pondría en este sistema una bomba de vacío mediano mayor para reducir el ciclo de tiempo? Supon ga por ejemplo, que consideramos una bomba mecánica KD de 310. Esta bomba le quitará 2.4 minutos al tiempo de obtención de va-- cío mediano y el costo será 1.200\$ US mayor que la KD de 220.

El que esta inversión esté o no justificada depende del valor monetario del tiempo en nuestro proceso en particular, y el pago deseado por nuestra inversión.

La parte de alto vacío del ciclo puede también ser mostrada - como una carta de Presión contra tiempo, en la figura 31. La ma yor carga de gas no es del volumen original de gas, sino del de-- gaseamiento de las paredes, accesorios y piezas de trabajo de la cámara. La evacuación a alto vacío, es entonces dependiente del tipo y área del material expuesto al espacio vacío. De acuerdo - con la figura 31, la cual comienza en 100 micrones, está basada en un área de 100 pies cuadrados. Divida otras áreas superficia-- les por 100 y obtenga un factor aproximado.

Determinación de costos de operación

Los costos totales de operación para sistemas de vacío son he chos en base al espacio, trabajo, servicios, cambios de aceite, mantenimiento, etc. La mayoría de estos son variables. Considera remos sólo el costo de servicios, usando como base 0.02\$ US por kilowatt-hora para electricidad y 2.80\$ US por 1000 pies cú bicos para agua (7,500 galones).

Bombas mecánicas	costo de servicios, 5 US/hr
KS-27	0.03
KS-47	0.04

KDH-130	0.10
KD-220	0.20
KD-310	0.31
KD-485	0.51
KD-780	0.82

Sopladores	Costo de servicios \$ US/hr
VPR-150	0.012
VPRG-350	0.067
VPRG-1,000	0.177
VPR-6,000	0.289

Eyectores-bomba de difusión

KS-200	0.050
KS-600	0.103
KS-2,000	0.337
KS-16,000	2.550

Bombas de difusión

PMC-115	0.0075
PMC-720	0.030
PMC-1,440	0.055
PMC-4,100	0.147
PMC-50,000	0.537

Para determinar el costo total por servicios para un sistema añada los costos de cada componente de bombeo.

Antes de escoger un sistema de vacío, analice las necesidades del proceso, y considere los siguientes puntos.

- . Dimensiones del recipiente de proceso
- . Presión requerida máxima y final
- . Ciclo de tiempo deseado
- . Carga de gas (condensable y no condensable)

- Peligros del proceso si aceite, vapor de agua o aire se difunden o emigran hacia la cámara de vacío
- Infiltración tolerable (1.0% o menor de la capacidad del sistema a la presión final)
- Gastos o flujos de servicios
- Espacio y local disponibles
- Servicios disponibles; electricidad (voltaje, fase y ciclos) agua de enfriamiento (temperatura y flujo), aire (requerido normalmente a 50 ó 60 psig)
- Horas de operación por día

El ciclo de tiempo y la carga de gas pueden algunas veces ser combinados en un modelo de carga-tiempo.

Después de que los diferentes puntos que afectan la capacidad de bombeo han sido considerados, es conveniente usar un factor de seguridad de 3 ó 4 cuando la carga de gas es teóricamente determinada, y de 1.5 a 2.0 cuando los datos son de laboratorio.

Como ilustración consideremos dos ejemplos específicos:

1.- Evacuación de la cámara: Considere una cámara de 6 pies de diámetro, por 8 pies de longitud; y una presión final (al final del ciclo) de 1×10^{-5} mm de Hg; y un ciclo permisible de tiempo de 5 horas.

La cámara tiene un volumen de 226 pies cúbicos y una superficie total de 207 pies cuadrados. El factor de volumen es 2.26 y el de área es 2.07. Las figuras 31a y 31b muestran un número posible de alternativas para bombeo de obtención de vacío mediano y de alto vacío. Suponga varias combinaciones de tiempo como sigue:

Bombeo de alto vacío, minutos	Bombeo de vacío mediano, minutos	Alto vacío ajustado	Vacío mediano ajustado
200	100	100	44
270	30	130	13
290	10	140	5

La figura 31b muestra que 130 minutos de bombeo de alto - vacío requerirán una PNC de 4,100. En otras palabras el - equivalente de la cámara (100 pies cuadrados) es reducido a 1×10^{-5} mm de Hg en 130 minutos por una bomba de difusión PNC de 4,100. La figura 30 muestra que 13 minutos de bombeo para obtención de vacío mediano requieren una bomba mecánica KDH de 130, la cual es una bomba recomendada para usarse con una bomba PNC de 4,100. Al ver la figura 29d, se observa que el costo es de 8,000-9,000\$ US.

- 2.- Cargase de gas del proceso: Si en la misma cámara, hubiera un proceso con una carga de gas dinámico, el problema cambiaría. Suponga que 10 piezas de trabajo son probadas en el laboratorio y, cuando son calentadas, la carga de gas se incrementa hasta aumentar la presión a 10 micrones con un sistema de bombeo KS de 200. Después del enfria--- miento, la presión es 0.2 micrones (1,000 micrones = 1 mm de Hg = 1 torr). La presión final de la cámara fue de --- 1×10^{-5} mm de Hg.

La cámara más grande tendrá 200 piezas de trabajo, y bajando la presión final a abajo de 0.2 micrones se incrementará la calidad.

El sistema KS de 200 (el número indica una velocidad con unas unidades, esto se explicó anteriormente) maneja 3,000 micrón-litro por segundo a 10 micrones y 40 micrón-litro por segundo a -- 0.2 micrones, ver figura 29c. La nueva cámara de 200 piezas de - trabajo requiere un aumento de 20 veces el sistema de bombeo. Es to significa $3,000 \times 20 = 60,000$ micrón-litro/segundo a 10 micr_o nes, y $40 \times 20 = 800$ micrón-litro/segundo a 0.2 micrones.

Un KS-2,000 (o KS de 2,000) en la figura 29c, manejará 20,000 micrón-litro/seg. a 10 micrones y tres de tales sistemas cues-- tan menos que un sistema KS-16,000. La carga final de 800 micrón -litro/seg manejada por estos tres (cada uno maneja 266) produce 0.3 micrones.

Un PMC-50,000, figura 29d, produce una presión final de 0.016 micrones. Un factor de seguridad para permitir pérdidas de conductancia y extrapolación de datos de laboratorio indica una presión final de aproximadamente 0.04 micrones.

El costo del sistema PMC-50,000/KS-2,000/KD-220 será 28,000 \$ US. Los otros dos sistemas KS-2,000/KD-220 costarán aproximadamente 24,000\$ US, que juntos dan un total de 52,000\$ US. El arreglo final de la tubería, las necesidades eléctricas especiales, los controles, etc., pueden afectar el costo total.

Esta presentación permite una computación gráfica del tiempo de bombeo de obtención de vacío mediano así como también de alto vacío, estimación de los costos de capital y operación para sistemas de alto vacío.

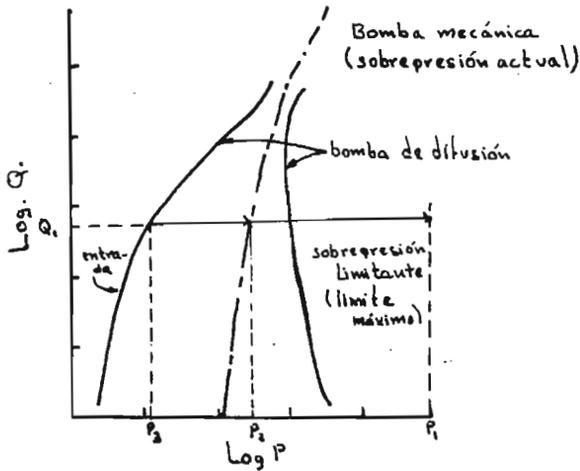


Fig. 26. Curvas típicas que muestran relaciones de carga de gas y presión de entrada.

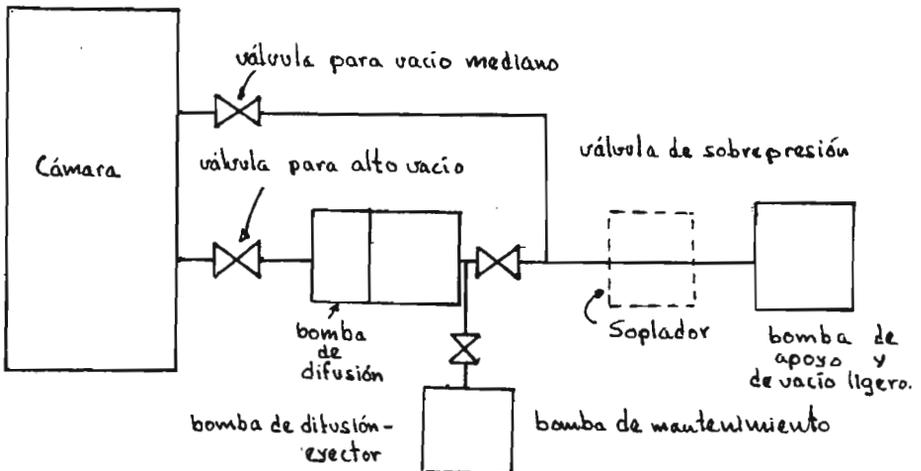


Fig. 27. Arreglo esquemático de bombas necesarias en un sistema típico.

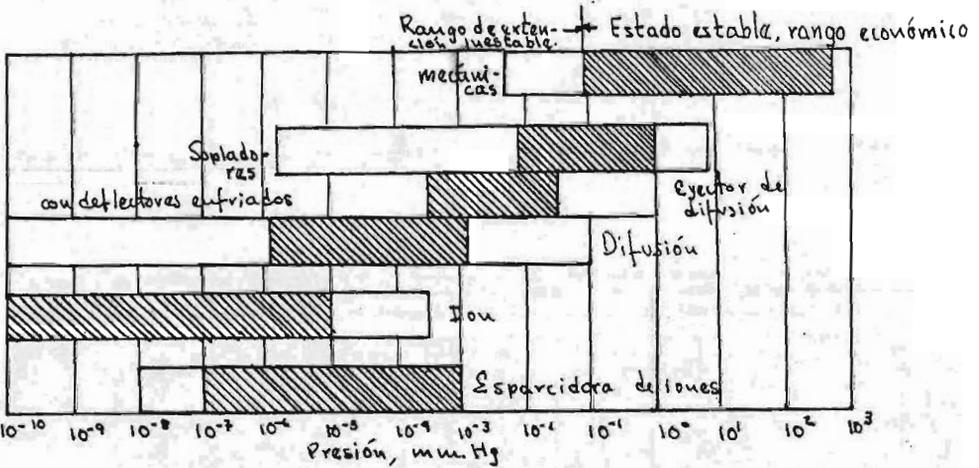
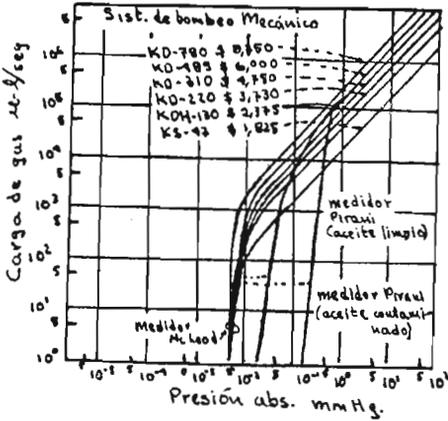
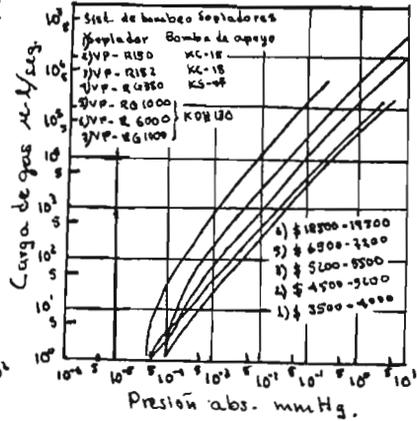


Fig. 28. Carta que muestra el rango para los diferentes tipos de bombas.

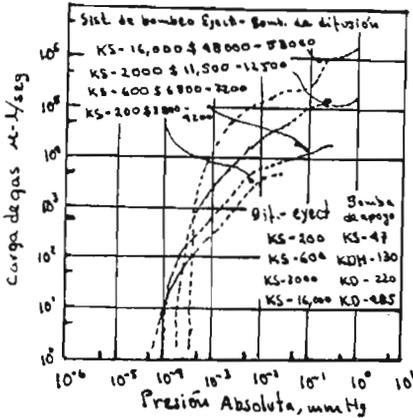
29. A



29. B



29. C



29. D

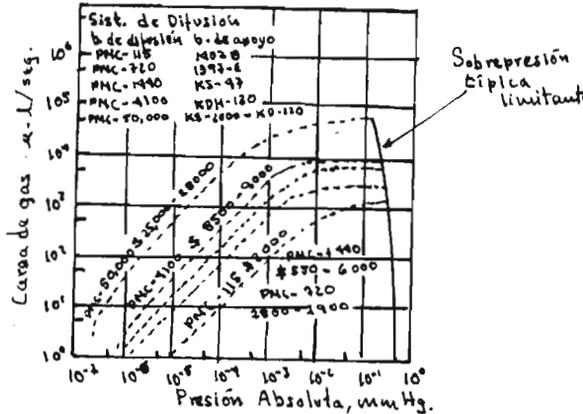
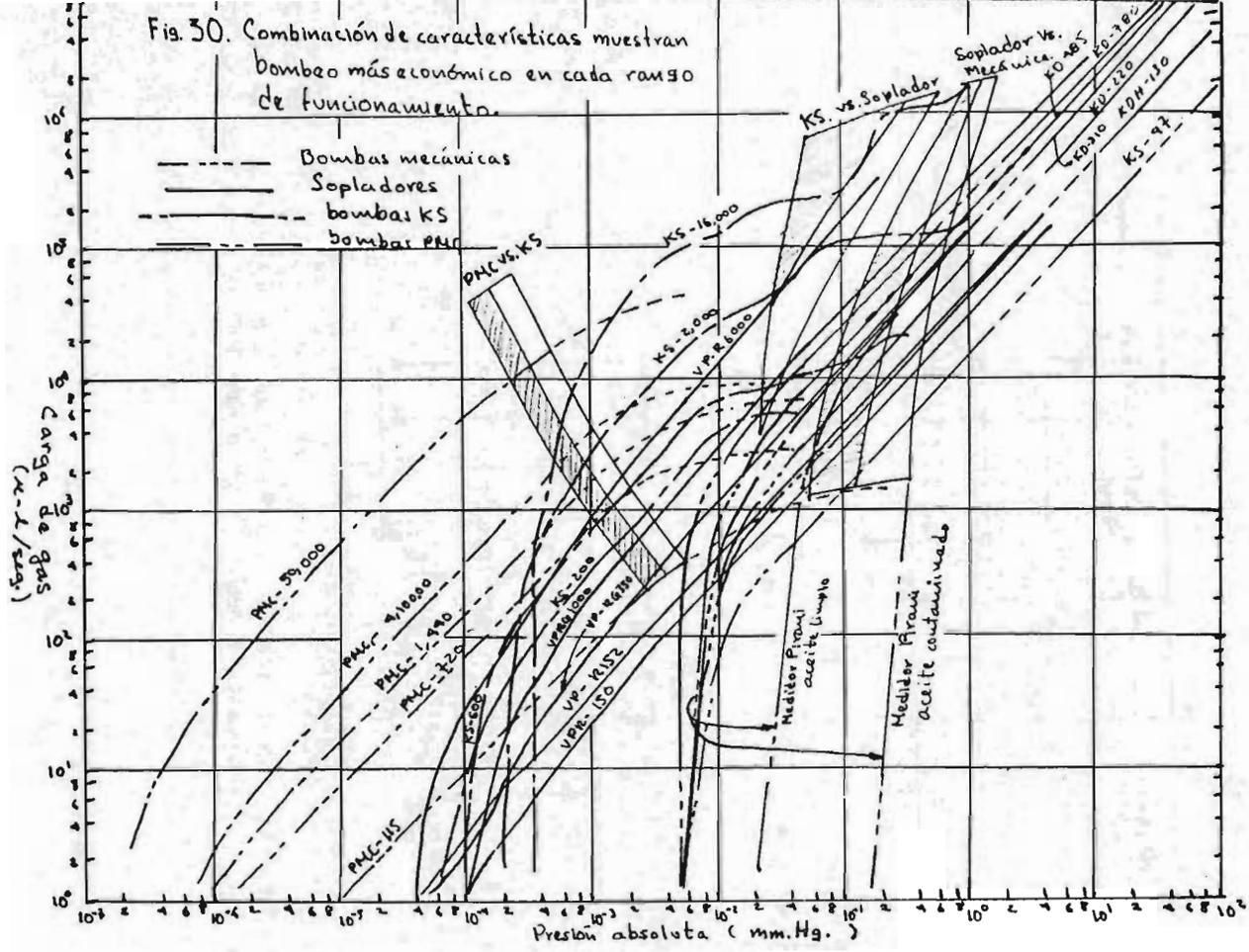


Fig. 29. Curvas características que muestran el funcionamiento de las varias familias de bombeo también muestran el costo del sistema y el tipo de bomba de apoyo requerida.

Fig. 30. Combinación de características muestran bombas más económica en cada rama de funcionamiento.



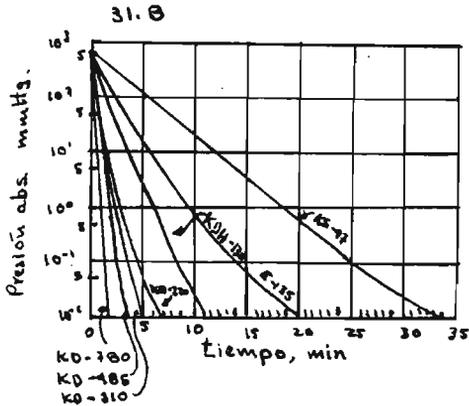
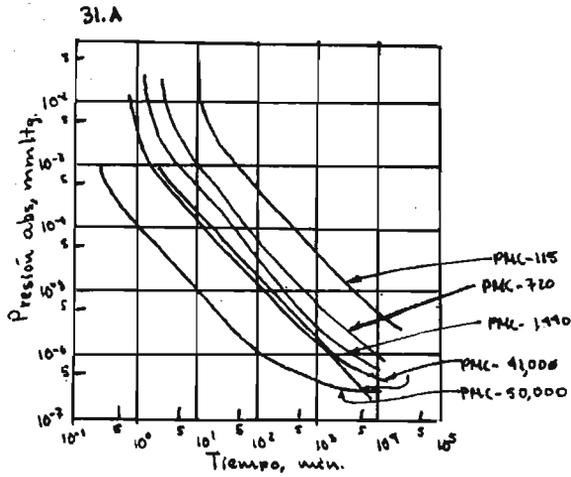


Fig. 31. Tiempo de alto vacío por 100 pies cúbicos (31.A) y tiempo de bombeo ligero por 100 pies cúbicos -- (31.B)

B. Estimación del Costo Más Bajo de Vacío

En el diseño ingenieril de sistemas mecánicos de bombeo, es primero determinado el flujo de la bomba en pies cúbicos por minuto a las condiciones de operación; y la mejor bomba o combinación de bombas debe ser escogida para el trabajo que vaya a ejecutar. En la ejecución de esta selección, el flujo másico (con el cual el ingeniero químico de proceso debe estar familiarizado) debe ser convertido a torr-cfm, que es la terminología ingenieril de vacío (un torr = un mm de Hg, cfm= pies cúbicos por minuto).

Esta conversión es simplificada por medio de la figura 32. Aquí el gasto másico, libras por hora de aire a 20°C, es la ordenada derecha, y torr-cfm es la ordenada izquierda. La abscisa es la presión de entrada, en torr; y las líneas diagonales representan el desplazamiento en cfm de la bomba o soplador, o el aire equivalente en pies cúbicos por minuto (cfm).

Por tanto la diagonal de 10,000 cfm relaciona 0.1 torr con 1,000 torr-cfm, un torr con 10,000 torr-cfm, y así sucesivamente. Por lectura de la ordenada derecha en lugar de lectura en el lado izquierdo, estas combinaciones de presión y flujo de entrada pueden ser convertidas a libras por hora de aire a 20°C, o viceversa. Cuando otros gases en lugar de aire están involucrados, estos pueden ser convertidos al equivalente de aire por la multiplicación del peso molecular del gas dividido por el peso molecular del aire (tomado como 29). La corrección para temperatura es hecha en base a grados Kelvin.

Así, por ejemplo, el cargado a 40°C y 25 torr para una mezcla de 80 lb/hr de un vapor orgánico y 12 lb/hr de aire (el orgánico con un peso molecular de 50) es convertido a torr-cfm como sigue:

$$80(29/50)(313/293) = 47.7 \text{ lb/hr equivalentes de aire}$$

$$12(313/293) = 12.8 \text{ lb/hr equivalentes de aire}$$

$$47.7 + 12.8 = 60.5 \text{ lb/hr equivalentes de aire}$$

De la carta, la intersección de 60.5 lb/hr equivalentes de aire y 25 torr de operación indica un desplazamiento (sobre la línea diagonal) de 400 cfm; y la de torr-cfm es un poco mayor de ----- 10,000.

Elección de la máquina correcta

Cuando un gasto másico ha sido trasladado de una cámara para producir vacío en ésta, el problema se convierte en la selección del equipo más económico y técnicamente adecuado para el servicio. Los eyectores de chorro de vapor son ampliamente usados y reconocidos como buenos en la industria de proceso químico. Las bombas de sello de anillo líquido (figura 33) son bien conocidas y están disponibles en unidades de desplazamientos superiores a 2,500 cfm.

Las bombas de aspa mecánica con sello de aceite (figura 34) o del tipo de pistón rotatorio están disponibles en tamaños que varían desde 800 cfm y capacidades mayores para las de pistón rotatorio y 1,500 cfm de desplazamiento para las de tipo de aspa. -- Las bombas de pistón trocoide (figura 37) son un poco más compactas y tienen un sistema de lubricación forzada de tratamiento de aceite por sí mismas, que puede estar operado a temperaturas de aceite tan altas como para prevenir la condensación del agua, éstas están disponibles para capacidades de 300 a 500 cfm de desplazamiento.

Los sopladores de lóbulos que se muestran en la figura 36, -- son bombas secas cuyos ejes engranados son lubricados con aceite pero estos engranes están aislados de los vapores de proceso por medio de sellos de eje. Estos pueden tener un desplazamiento tan grande como 75,000 cfm sobre pedidos especiales, pero son generalmente diseñados para aproximadamente 6,600 cfm.

Eyectores de chorro de vapor

Primeramente, la elección de equipo de vacío fue materia de -

identificación del sistema de eyectores requerido, el cual podría variar desde eyectores multietapa con intercondensadores hasta -- eyectores de una sola etapa sin condensador descargando a la atmósfera.

Sin embargo, esta situación ha cambiado con el aumento de los costos de vapor y de energía. La figura 38, por ejemplo, presenta una comparación general de costos de operación para bombas mecánicas de vacío con sello de aceite y para eyectores de chorro de vapor, basada en vapor valuado en 3.00\$ US/1,000 libras de vapor, y electricidad valuada en 0.03\$ US/kilowatt-hora. Esta comparación fue hecha sobre la base de los datos de la tabla IV para bombas mecánicas con sello de aceite (de tipo de pistón rotatorio) y la figura 39 para vapor.

Además de sus altos costos de operación, los eyectores frecuentemente ocasionan problemas de contaminación. Cuando operan sin condensación, descargan sus corrientes de vapor a la atmósfera; cuando operan con condensación los vapores condensables se mezclan con el agua de la pierna barométrica.

Tabla IV. Energía requerida para bombear 100 lb/hr de aire para bombas mecánicas

Flujo másico (aire@20°C)	Nivel torr	velocidad requerida de la bomba	Potencia requerida (hp)	Demanda de carga (kW)
100 lb/hr	200	85	5	3.5
100 lb/hr	100	170	10	7
100 lb/hr	10	1,700	30	20
100 lb/hr	1	17,000	150	100
100 lb/hr	0.1	170,000	300	200

Bombas con sello de anillo líquido

Si están siendo procesados vapores altamente corrosivos o no -

compatibles con aceites, las bombas de sello de anillo líquido proveen de una buena elección técnica para sistemas de vacío. El agua es frecuentemente usada como sello líquido y puede actuar como descontaminante. El sello de agua también puede actuar como un condensador de los vapores del proceso, aunque los límites de vacío alcanzable con sello de agua sean 25 torr para agua a 65°F.

Una técnica efectiva es emplear la misma sustancia que utiliza el proceso (el vapor o gas que se está extrayendo), como líquido refrigerado en los sellos. De esta manera el vacío puede ser regulado al punto deseado por el control de la temperatura del sello líquido. Estas previsiones son hechas para remover los condensables del sello líquido, el cual es recirculado.

Las desventajas de las bombas de sello de anillo líquido son, primero, que usan el doble de la energía que una bomba de aspas de sello líquido de aceite o bombas de pistón rotatorio de la misma capacidad, y segundo, que requieren de prodigiosas cantidades de líquido sellante.

Si este sello líquido es usado una vez, como el agua, o es recirculado, ya sea el costo del líquido o su procesamiento debe estar incluido en un análisis. Y el depósito de materiales condensados nocivos en el sello líquido debe ser considerado del mismo modo que en los eyectores.

Bombas mecánicas de sello de aceite

Si se procesan en un sistema de vacío vapores relativamente limpios y secos, tales como nitrógeno o aire, las bombas de sello de aceite de aspa o de pistón rotatorio deben ser la mejor elección. También la bomba de pistón trocoide de tipo mecánico con sello de aceite tiene ventajas de baja potencia por cfm (debido a las bajas pérdidas por fricción), bajo mantenimiento y costo de operación también bajo (debido a las pocas partes que posee y a que es rápidamente cambiable el diseño del sello), también tiene temperaturas de operación de sello de aceite y de bombeo relativamente altas (arriba de 100°C).

La mayor temperatura de operación permisible de las bombas -- trocoide permite diseños para eliminar la condensación de vapor de agua en el sello de aceite, no importa cuanto esté en la corriente de proceso. El escape de estas bombas puede ser evitado con coalescedores (sustancias coalescentes), que actúan como condensadores efectivos dependiendo de la temperatura a la cual son operados. Los gases de escape sobrantes pueden ser entonces generalmente condensados a temperaturas relativamente altas (aproximadamente 85°F), descargados a la atmósfera (si no hacen daño), o convenientemente depositados (si son nocivos).

Sin embargo, las bombas mecánicas de sello de aceite no pueden ser aplicadas a procesos fluidos que son incompatibles con aceite. Consecuentemente, un aspecto importante de especificación de estas bombas consiste en la detallación del fluido sellante. Los líquidos satisfactorios no están limitados a lubricantes petroquímicos, aunque son los más comúnmente usados. Los fluidos automotrices de trabajo pesado son frecuentemente aceptables, y los fluidos especiales de tipo sintético usados en aviones de turbopropulsión, así como algunos de los fluidos de tipo silicón, han sido hallados satisfactorios.

También, si estas bombas son usadas en el campo o son sujetas a condiciones de arranque de baja temperatura, se debe poner especial atención al uso de aceites de baja viscosidad, los cuales pueden, sin embargo, ser un poco más caros.

Bombas de lóbulos

Para requerimientos de presiones absolutas abajo de 10 torr, la combinación de sopladores de raíz (bombas de lóbulos) apoyados por bombas mecánicas, frecuentemente ofrece los mejores resultados. En general, se debe tener consideración a tal combinación si el equivalente de aire en pies cúbicos por minuto (cfm) es 1,000 ó más.

Por ejemplo, 3,000 lb/hr de equivalente de aire a 100 torr requieren 5,000 cfm de desplazamiento de aire, como 30 lb/hr de -

equivalente de aire a 1.0 torr (figura 32). Un soplador de raíz relativamente grande deberá ser considerado en cualquier caso. Sin embargo, se debe tener mucho cuidado en la selección de la capacidad de la bomba de apoyo para estar seguro de que la razón de compresión del soplador de raíz no sea tan alta, puesto que esto puede producir sobrecalentamiento del soplador. Puesto que, en la terminología de vacío, la relación de compresión del soplador es igual a (pies cúbicos por minuto de aire del soplador)/(pies cúbicos por minuto de aire de la bomba de apoyo), la relación es:

$$t = T_{in} \frac{(K - 1)}{K} \frac{(CR - 1)}{\eta} TRC \quad (10)$$

donde t = aumento teórico de la temperatura del gas a través del soplador de raíz

T_{in} = Temperatura del gas de entrada, °K

K = Razón de calores específicos del gas = 1.4 para aire

CR = Razón de compresión

η = eficiencia del soplador, decimal

TRC = Coeficiente de aumento de temperatura

El TRC varía de un máximo de 1.0 a presiones absolutas de entrada de 200 torr o mayores, hasta 0.01 a 0.10 torr. Su valor es tá determinado empíricamente por el fabricante del soplador de raíz, y puede variar ligeramente de un fabricante a otro. La forma característica de la curva TRC contra torr es aproximadamente la misma para todos, y para propósitos prácticos, el TRC puede ser tomado como: 0.2 a 1.0 torr y 0.6 a 10 torr.

Un valor aceptable de t es aproximadamente 200°C. Desde un punto de vista práctico, la brida de escape del soplador deberá estar equipada con una protección para la sobretemperatura, la cual causará que el motor se detenga cuando las condiciones de entrada llevan un aumento excesivo de temperatura.

El mejor uso de los sopladores de raíz con bombas de apoyo es quizás en combinación con un condensador operando a 85-90°F, puesto que el agua de enfriamiento del ambiente puede ser usada

como refrigerante. Los condensadores en tales servicios funcionan como bombas de vacío muy eficientes con capacidades de vapor de agua de 1,500 cfm de aire por pie cuadrado de superficie de condensador (suponiendo una temperatura de agua de enfriamiento de 75°F, fluyendo a 50 galones por minuto, con 100 pies cuadrados de superficie y una presión de 30-100 torr en la entrada del condensador).

La eficiencia del condensador mejora con la disminución de la temperatura del agua de enfriamiento; y declina con el incremento del porcentaje de no condensables en la corriente de gas. Por lo tanto los sopladores de raíz son frecuentemente usados para aumentar el nivel de torr a un punto donde el agua de enfriamiento refrigerada no es requerida, mientras que las bombas mecánicas en la parte de abajo del condensador remueven los no condensables.

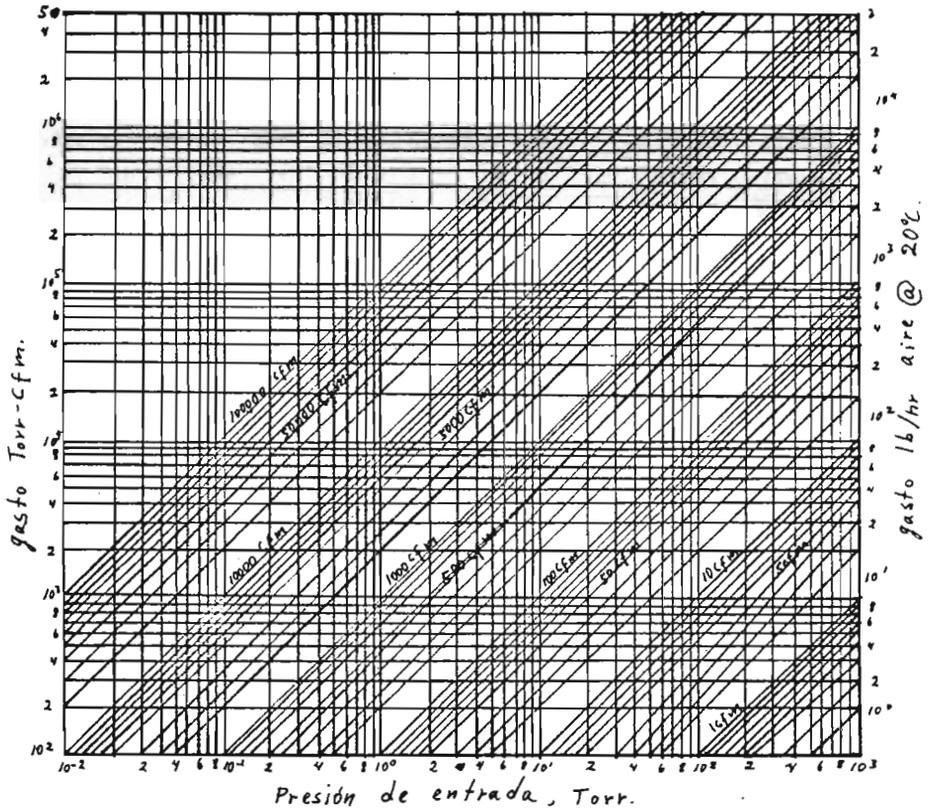


Fig. 32. Use esta carta para encontrar los pies cúbicos de aire de desplazamiento como una función del gasto y los Torr-cfm.

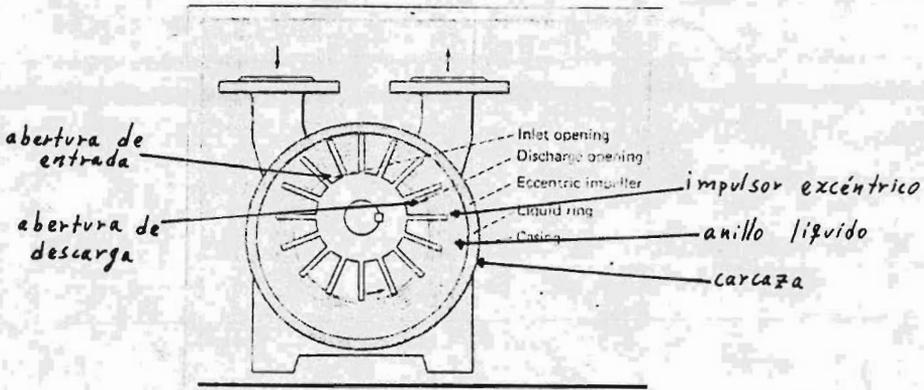


Fig. 33. Bomba de sello de anillo líquido que manejan arriba de 2,500 cfm.

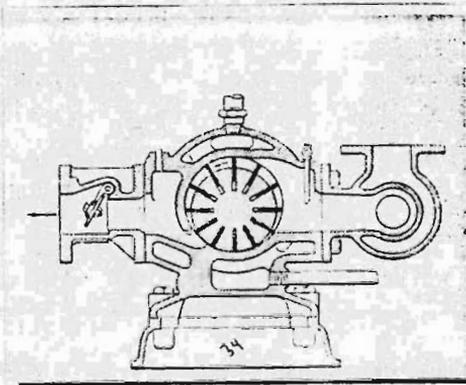


Fig. 34. Bomba de aspa que manejan arriba de 1,500 de desplazamiento.

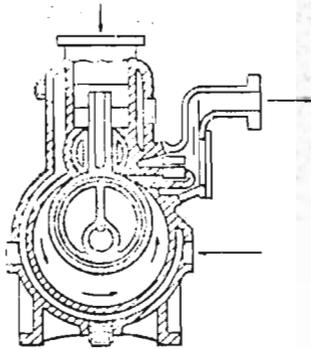


Fig. 35. Bomba de pistón rotatorio, para rango de arriba de 800 cfm.

Fig. 36. Soplador de raiz estandar que manejan arriba de 6,600 cfm.

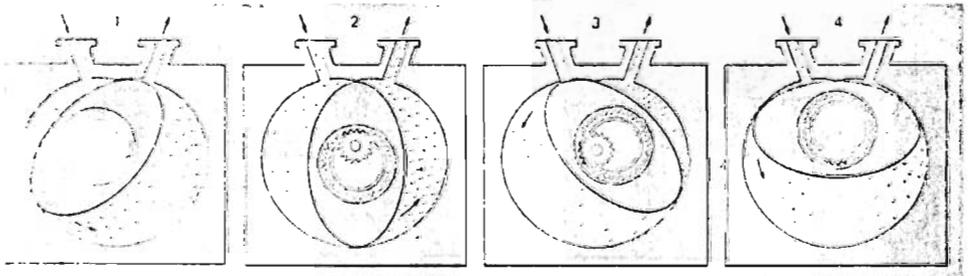
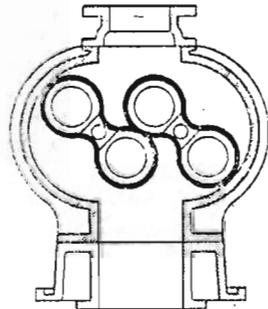


Fig. 37. Las bombas de pistón trocoide para capacidades arriba de 300-500 de desplazamiento.

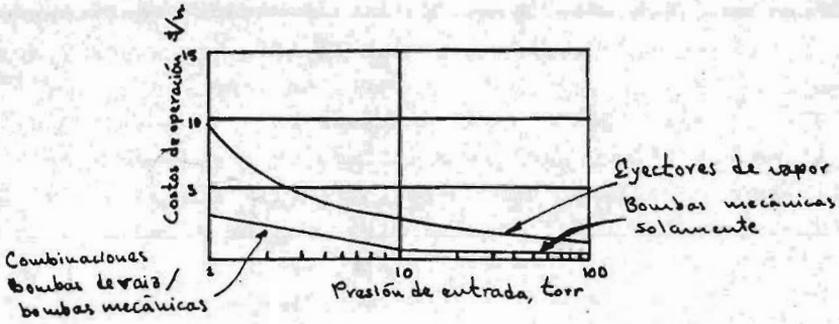


Fig. 38. Costos de operación como una función de la presión de entrada.

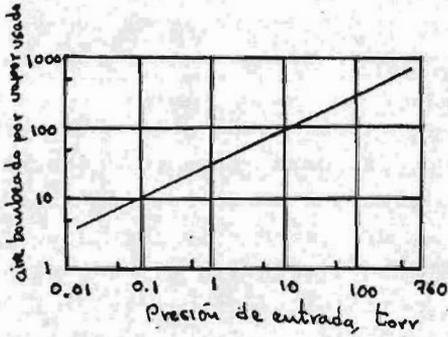


Fig. 39. Capacidades del chorro de vapor como una función de la presión.

C. Comparación de Eyectores de Aire con los de Vapor

Por muchos años los eyectores operados con aire han sido como una cosa negativa en el campo de los aparatos productores de vacío. Estos han sido eclipsados por la alta eficiencia, confiabilidad y popularidad, de los eyectores de vapor.

La popularidad del eyector de vapor ha sido suficientemente justificada debido a que los eyectores operados con aire han sido limitados en su uso por su carestía relativa y por la escasa dotación de aire motriz de alta presión. Las mejores razones para seleccionar vapor en lugar de aire en la operación de eyectores han sido la indisponibilidad de compresores de aire y el alto costo relativo de aire comprimido.

Los perfeccionamientos en compresores de aire han reducido grandemente los costos de compresión; y la gran disponibilidad de aire comprimido en plantas de proceso en la actualidad hacen al eyector de aire un medio razonable de producir vacío.

El hecho de que el aire sea un gas no condensable bajo condiciones comunes de presión y temperatura, limita su uso como material de propulsión en eyectores de dos o tres etapas. En un eyector de vapor, el vapor de cada etapa en unidades multietapa puede ser usualmente condensado en un intercondensador y la etapa siguiente necesita manejar sólo los gases no condensables más una pequeña saturación relativa proveniente de las etapas previas. Por condensación el vapor motriz de las etapas previas, es económico y práctico para usarse en tantas como cinco o más etapas.

Consideración de todos los factores

Recientes pruebas y estudios de eyectores operados con aire han traído a luz algunos hechos más interesantes y usuales concernientes a estas unidades. Los resultados, aunque ni altamente revolucionarios ni asombrosos, prueban que el chorro de aire tiene las mismas características deseables del chorro de vapor; y -

en algunos casos puede probar que es muy económico y más deseable que el chorro de vapor.

Todos los factores de costos deben ser cuidadosamente considerados para una aplicación específica. Estos factores son:

- . Costo inicial del equipo usado para producir aire comprimido o vapor
- . Versatilidad de emplear equipo generador de aire comprimido o vapor para otros usos en una planta o proceso
- . Costos relativos de aire comprimido o vapor para una localidad particular
- . Requerimientos de operación del eyector, de vacío y carga

Con todos estos factores en mente el uso del eyector operando con aire frecuentemente prueba que es muy superior a otros métodos de producir vacío.

Como trabajan

Todos los eyectores operan bajo un principio común. Arrastran aire u otros fluidos en un chorro de alta velocidad de propulsión, este chorro puede ser de aire, vapor, agua u otro fluido. Usan la energía cinética en la corriente de alta velocidad de este fluido para expulsarlo a la atmósfera o a un condensador o a otro eyector por la descarga del eyector.

Esto sugerirá que a mayor velocidad del chorro surgiendo de la boquilla del eyector, mayor será la presión contra la cual el eyector tendrá que expulsar sus gases. Si la presión de descarga (escape) permanece constante, mayor será el vacío producido por el eyector. Esto es verdad y para cualquier velocidad particular del chorro existe, por supuesto, un límite de vacío que puede ser producido.

La figura 40 ilustra la conversión de la presión del aire a velocidad en la boquilla del eyector y la conversión de velocidad a presión en el difusor.

El aire bajo las mismas condiciones de temperatura y presión,

tiene menos energía interna en sus moléculas que el vapor. Y teóricamente el aire no puede producir un vacío tan alto como el vapor. Sin embargo, las ineficiencias de los procesos de expansión y compresión en un eyector cuando el eyector está operando sobre su rango máximo de compresión oscurece las diferencias en el vacío final producido.

Para muchos propósitos prácticos un eyector de aire de una o dos etapas producirá un vacío tan alto como el que produciría un eyector de chorro de vapor de dos etapas. El eyector de chorro de vapor sin embargo, requiere más pocas libras de fluido motriz para descargar a carga constante a un vacío particular en comparación con el eyector de aire. Por lo tanto necesitamos conocer algunas características comparativas adicionales para basar nuestros estimados de costos.

Bases de comparación

Debido a que 100 psig es una presión muy común para aire y vapor comprimidos en plantas industriales, es una buena presión en la cual basar una comparación entre eyectores operados con aire y con vapor.

200°F es aproximadamente la máxima temperatura del aire a la cual los compresores de aire de una etapa de 100 psig liberarán el aire sin que el compresor funcione excesivamente caliente. Si el aire llega más caliente al eyector, hará que éste requiera menos aire para cualquier condición particular de vacío y carga.

Si el enfriador posterior de aire de un compresor es bypassado o si el agua de enfriamiento al enfriador posterior es cortada, puede ser obtenido aire relativamente caliente para uso en un eyector. Pero al hacer eso la capacidad de almacenamiento del tanque es reducida y el condensado se coleccionará en el tanque de almacenamiento y líneas de aire.

Esto puede ser indeseable para algunas instalaciones de aire comprimido. Es más deseable calentar el aire por medio de un calentador eléctrico o con un cambiador de vapor vapor-a-aire. Sólo

lamente una pequeña cantidad de electricidad o vapor de baja presión es requerido para alcanzar 200°F (o temperaturas más altas), y en muchos casos los requerimientos de aire reducidos del eyector hacen de mucha valía el gasto adicional.

Por calentamiento de aire motriz a 200°F, el aire requerido para operar un eyector puede ser reducido hasta 70% de los requerimientos de aire que cuando está a 70°F. Algunas veces los eyectores son seleccionados para conservar baja la temperatura del fluido de carga. Estas reglas no sirven para eyectores de vapor. Y para remover el fluido de carga en condensadores más eficientemente, sería entonces necesario operar el eyector con aire frío.

Resultados de prueba

Los datos de nuestras corridas de prueba en eyectores de aire de una o dos etapas (de diseño óptimo) correlacionan muy bien con datos de eyectores de vapor. Usamos aire a 100 psig y 200°F en estas pruebas y se compararon los resultados con eyectores de vapor operando con vapor seco saturado a 100 psig.

Los eyectores de aire de una etapa requieren de 1.4 a 1.5 libras de aire para manejar la misma condición de vacío y carga -- que el que hará una libra de vapor en un eyector de vapor sin -- condensación de dos etapas.

Estas razones cambian algo cuando la presión del aire motriz es cambiada. Una figura típica para una sólo etapa puede ser 1.7 libras de aire seco de 200 psig por libra de vapor seco saturado a 200 psig o 1.4 libras de aire seco a 60 psig por libra de vapor seco saturado a 60 psig.

La figura 41 muestra la razón de aire motriz a carga de aire requerida para eyectores de una etapa. La escala de presión absoluta cubre el rango de vacío de operación de unidades de una etapa. La figura 43 muestra la razón de aire motriz a carga de aire requerida para eyectores típicos de dos etapas diseñados para -- cualquier vacío particular en el rango de operación de eyectores de dos etapas. Las razones están basadas en el suministro de aire motriz a 100 psig y 200°F para remover una carga de aire a -- 70°F.

Estas razones serán más altas para cargas de aire con temperaturas superiores a 70°F y serán más altas para cargas con temperaturas inferiores a 70°F. Aun que las correcciones son pequeñas entre 50 y 90°F. Si el eyector maneja un fluido diferente de aire, la razón de flujo debe ser corregida por la diferencia en -- las propiedades termodinámicas del fluido de carga y las del aire. Este factor de corrección es usualmente considerado como una función de los pesos moleculares relativos del fluido de carga y del aire.

La figura 41 muestra que para presiones arriba de 3.2 pulgadas de Hg absolutas, un eyector operado con aire de una etapa es más económico en operación que un eyector de dos etapas (cuando la presión del aire motriz es 100 psig . La presión exacta a la cual dos etapas de compresión son más económicas depende de la -- presión del aire motriz de suministro. Presiones absolutas tan -- bajas como 0.394 pulgadas de Hg abs (10 mm de Hg abs) son prácticas en un eyector de dos etapas operado con aire.

Costos

Las figuras 43,44 y 45 muestran los costos de operación de -- eyectores de aire de una y dos etapas cuando el costo de aire -- comprimido es conocido.

Los fabricantes de compresores han organizado y publicado muchos datos usuales que permiten un análisis de los costos de aire comprimido. Estos costos están hechos en esencia de:

- . Costos de operación involucrando consumo de energía eléctrica, trabajo, reparación, mantenimiento, lubricantes, etc.
- . Depreciación de equipo
- . Interés de la inversión hecha para el equipo

El consumo de energía eléctrica es una gran porción del costo total. En muchos casos el costo de la energía eléctrica necesita ser la única consideración necesaria para un estudio de costos -- de aire comprimido.

Se usaron las tablas de Ingersoll Rand Co. (Compressed Air -- Data) para computar el costo de energía eléctrica requerida para aire comprimido. Los otros costos son únicos en cada aplicación, deben ser estudiados para determinar su importancia relativa y su efecto en el costo total.

Para usar las tablas "Compressed Air Data" es necesario conocer la potencia al freno requerida para comprimir y entregar 100 cfm de aire, y el costo local de diferentes combustibles bajo -- consideración. Puesto que la potencia al freno varía considerablemente con el tamaño y tipo de compresor, se deben obtener datos exactos de los requerimientos de potencia al freno del fabricante después de que los requerimientos de aire son conocidos. Sin embargo, se muestran figuras típicas en las tablas mencionadas anteriormente. Y el uso de estas figuras permitirá un análisis de costos aproximado.

Problema muestra

Supongamos que un eyector operado con aire es requerido para mantener una presión absoluta de 5 pulgadas de Hg abs en un sistema que tiene una evacuación de aire de 25 libras por hora. Los costos de diferentes combustibles disponibles son:

Electricidad.....	1.5 c./kW-hr
Aceite combustible.....	9.5 c./gal.
Gas	63.7 c./1,000 pies ³
Carbón	9.79\$ US/ton
Gasolina	22.0 c/gal

La figura 41 muestra que un eyector de una etapa hará el trabajo y que 6.7 libras de aire a 100 psig a 200^oF son requeridas por cada libra de aire a ser evacuada. Por tanto, el aire motriz total requerido para operar el eyector será:

$$\frac{6.7 \text{ lb de aire motriz}}{1 \text{ lb de carga de aire}} \times \frac{25 \text{ lb de carga de aire}}{\text{hora}} =$$
$$= 167.5 \text{ lb de aire motriz por hora}$$

Se puede usar ahora la figura 46 para encontrar que 167 libras por hora de aire son equivalentes a 37.5 pies cúbicos estandar de aire por minuto.

De nuestra referencia, los requerimientos de potencia al freno de un compresor de aire de 100 psig de una etapa con una capacidad ligeramente mayor que 37.5 cfm estandar es encontrado que es 22 BHP/100 cfm (22 BHP por cada 100 metros cúbicos por minuto liberados). Con este valor y los costos de combustible listados anteriormente podemos registrar las tablas del "Compressed Air Data" y encontrar los costos de potencia para corridas del compresor con diferentes combustibles:

$$\text{Electricidad } \frac{0.412 \text{ c.}}{100 \text{ pies}^3} (0.375)(60) = 0.0927 \text{ c./hr}$$

$$\text{Aceite comb. } \frac{0.218 \text{ c.}}{100 \text{ pies}^3} (0.375)(60) = 0.0491 \text{ c./hr}$$

$$\text{Gasolina } \frac{0.962 \text{ c.}}{100 \text{ pies}^3} (0.375)(60) = 0.2165 \text{ c./hr}$$

$$\text{Gas } \frac{0.242 \text{ c.}}{100 \text{ pies}^3} (0.375)(60) = 0.0545 \text{ c./hr}$$

Con el objeto de determinar el costo de aire comprimido por una turbina de vapor o un compresor manejado con una máquina de vapor, deberíamos de conocer la velocidad de vapor de la turbina o de la máquina en libras de vapor por BHP-hora. Una figura típica podría ser 28 libras de vapor por BHP-hora. Entonces los costos de potencia para el eyector podrían ser:

$$\frac{9.79 \text{ \$}}{\text{ton}} \times \frac{0.0733 \text{ c.-ton}}{100 \text{ pies}^3\text{-\$}} (0.375)(60) = 0.1615 \text{ c./hr}$$

La tabla de referencia que se ha usado está basada en la velocidad de evaporación de 7 libras de agua por libra de carbón quemado.

Los cálculos muestran que para las condiciones supuestas un compresor manejado por una máquina quemando aceite combustible sería la forma más barata de producir el aire necesario para operar el eyector (sólamente cuando se consideran los costos de energía).

Cuando se hace un análisis de costos para requerimientos de aire a partir de las tablas de referencia, las diferentes consideraciones sobre las que cada tabla está basada deberán ser checadadas contra las condiciones actuales de operación. Es probable que algún combustible particular sea notablemente barato debido a las condiciones locales. En tales casos estos cálculos aproximados mostrarán en forma concluyente cuál combustible es el más económico.

Aunque los datos anteriores estan limitados a eyectores que operan con aire de 100 psig y a 200°F, podemos ver que los costos de energía de eyectores operados con aire pueden ser muy razonables.

Aire vs. vapor

Bajo muchas circunstancias donde el vapor está ya disponible, un eyector de vapor será usado en preferencia a un eyector operado con aire. La economía dictará la elección. Si hay vapor disponible, el aire bien puede ser el fluido motriz más barato.

Existen también casos donde los eyectores operados con aire son seleccionados por otras razones diferentes a las económicas. En general los eyectores operados con aire son más deseables donde el calentamiento o características de dilución del eyector --son objecciones; donde el aire comprimido es más fácilmente --disponible que el vapor; así como también donde las propiedades del aire son deseables como fluido motriz.

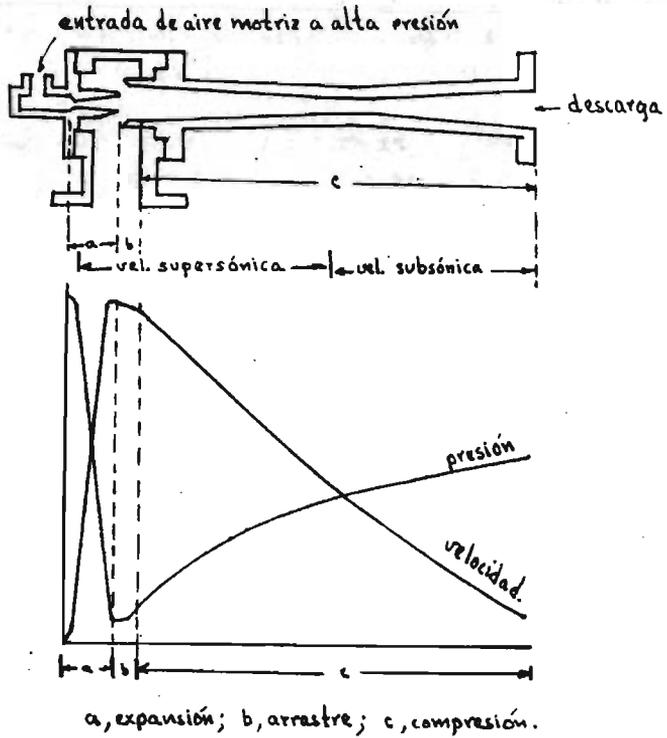
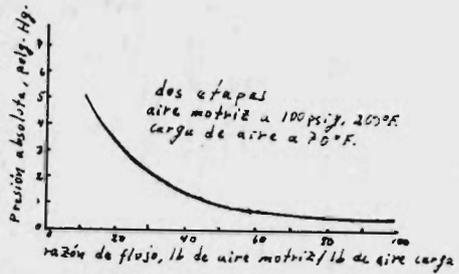
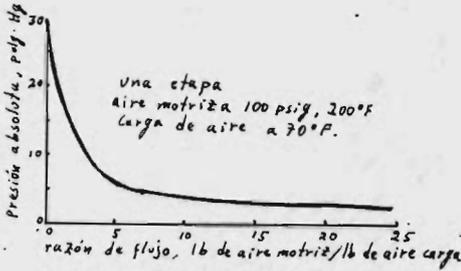


Fig. 40. La boquilla del eyector convierte la presión de aire a velocidad y el difusor convierte velocidad a presión.



Figs. 41 y 42. Consumo de aire para eyectores operados con aire de etapa simple y de dos etapas.

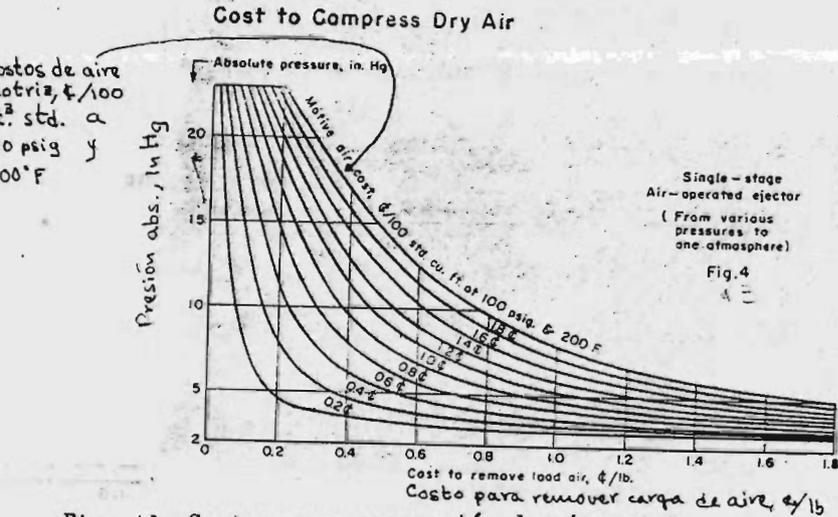
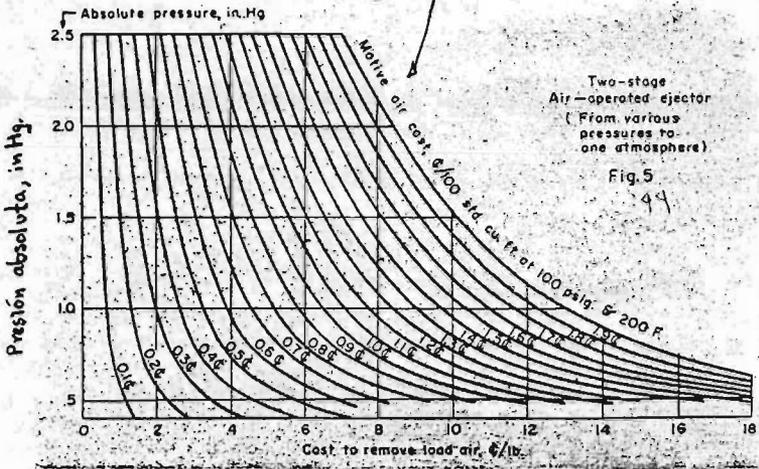


Fig. 43. Costos para compresión de aire seco para eyectores de etapa simple operados con aire (desde varias atmosferas a una atmósfera)

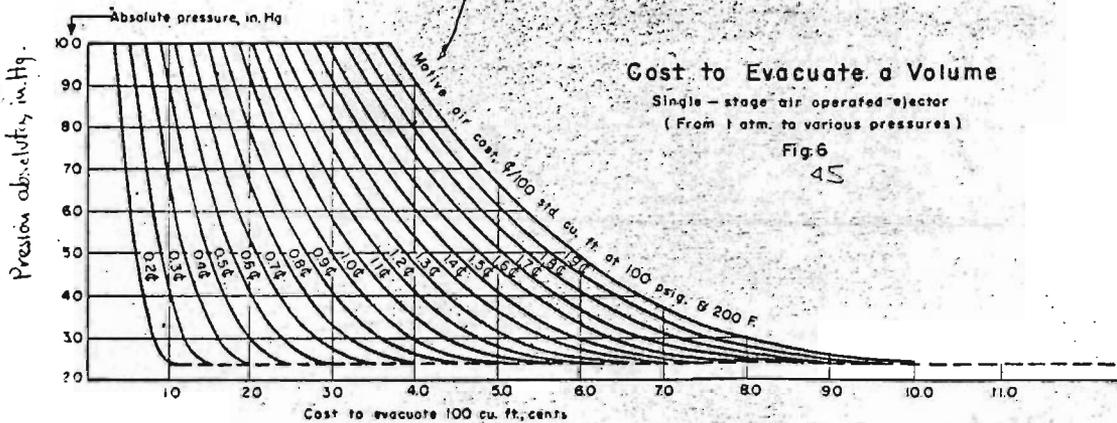
costo de aire matriz, $\$/100 \text{ ft}^3 \text{ std.}$
 a 100 psig. y 200° F.



Costo para remover carga de aire $\$/100$.

Fig. 44. Costos para compresión de aire seco para eyectores de dos etapas operados con aire (desde varias presiones a una atmósfera)

Costo de aire matriz, $\$/100 \text{ ft}^3 \text{ std.}$ a 100 psig. y 200° F



Costo para evacuar 100 ft^3 , $\$/$

Fig. 45. Costos para evacuar un volumen, para eyector operado con aire de etapa simple (desde una atmósfera a varias presiones).

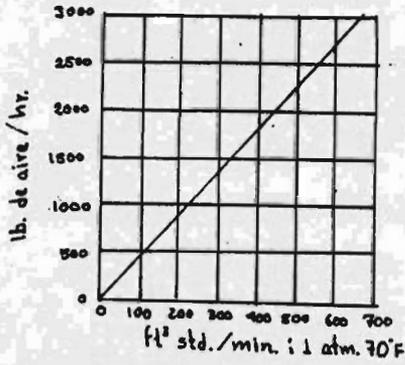


Fig. 46 Cuadro de conversión
volumen-peso.

BIBLIOGRAFIA

- 1 Saul Dushman, "Development of high vacuum technique", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 778 (1948).
- 2 Weingartner Harold C., "Design of high vacuum engineered plants", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 780 (1948)
- 3 Norman C. E., "Design of high vacuum systems", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 783 (1948)
- 4 Mellen Glenn L., "New techniques in the measurement of pressures below 10 mm.", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 787 (1948)
- 5 Jacobs Robert B., "Measurement & control of leakage in high vacuum systems", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 791 (1948)
- 6 Dayton Benjamin B., "Measurement and comparison of pumping speeds", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 795 (1948)
- 7 Huebler Jack, "Results of research in controlled vacuum heat treating", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 825 (1948)
- 8 Tucker W. H. and Sherwood T. K., "Vacuum dehydration using liquid absorbents", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 832 (1948)
- 9 Shaler A. J. and Wulff John, "Mechanism of sintering", Ind. & Eng. Chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 838 (1948)
- 10 Apker Le Roy, "Surface phenomena useful in vacuum technique", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 846 (1948)
- 11 Nadorsky Samuel L. and Straus Sidney, "High vacuum pyrolytic fractionation of polystyrene", Ind. & eng. chem., Vol. 40, No. 5, Mayo, Página 848 (1948)
- 12 Hickman K. C. D., "Comercial molecular distillation", Ind & Eng. Chem., Vol. 39, No. 6, Junio, Página 686 (1947)

- 13 "Cladding handles severe conditions", Chemical engineering, Enero, página 272 (1957)
- 14 Perry Edmond S. y Fugitt Robert E., "Liquid-vapor equilibria in high vacuum", Ind. & eng. chem., Vol. 39, No. 6, Junio, Página 782 (1947)
- 15 Foote N. M., "Vacuum dryer of paper", Ind. & eng. chem., Vol. 39, No. 12, Diciembre, Página 1642 (1947)
- 16 Dunlap W. C., "Vacuum drying of compressed blocks" Ind. & eng. chem., Vol. 39, No. 12, Diciembre, Página 1250 (1947)
- 17 Sofer George A. y Weingartner Harold C., "High vacuum technology", Advances in chemical engineering, Página 117, Academic Press, N. Y., 1970
- 18 Steinherz H. A., "High vacuum technology and equipment", C. E. Report, Chemical engineering, Agosto 20, Página 117, (1962)
- 19 Morse Richard S., "High vacuum technology", Ind. & eng. chem., Vol. 39, No. 9, Diciembre, Página 1064 (1947)
- 20 Walker William H., Lewis Warren K., McAdams William H., y Gilliland Edwin R., "Vacuum distillation", Principles of chemical engineering, Página 393, McGraw Hill N. Y. (1937)
- 21 Durant John H., "Trends in vacuum processing equipment", Chemical engineering, Mayo, Página 134 (1949)
- 22 Riegel Emil Raymond, "Vacuum-producing devices", Chemical process machinery, Capítulo 19, Página 510, Segunda edición, Editorial Reinhold Publishing Corp., 330 West 42nd St., N. Y. 1953
- 23 Billet Reinhard y Raichle Ludwig, "Optimizing method for vacuum rectification", Parte I, Chemical engineering, febrero 13, Página 145 (1967)
- 24 Billet Reinhard y Raichle Ludwig, "Optimizing method for vacuum rectification", Parte II, Chemical engineering, Febrero 27, Página 149 (1967)
- 25 Killeffer D. H., "Molecular distillation", Ind. & eng. chem., Vol. 29, No. 9, Septiembre, Página 966 (1937)

- 26 Lawrance Richard B., "A survey of gauges for measurement of low absolute gas pressures", Chemical engineering progress, Vol. 50, No. 3, Marzo, Página 155 (1954)
- 27 Tallman John C., "Ejectors show low first cost", Chemical engineering, Enero, Pagina 176 (1953)
- 28 Berkeley Duncan F., "Air ejectors cheaper than steam", Chemical engineering, Noviembre, Página 164 (1954)
- 29 Naundorf Charles H., "Estimate high-vacuum costs grafically", Chemical engineering, Octubre 2, Página 107 (1961)
- 30 Patton Paul W., y Joyce Charles F., "How to find the lowest cost vacuum", Chemical engineering, Febrero 2, Página 84, (1976)
- 31 Hull Lewis W., "Pick a vacuum system for your job", Chemical engineering, Noviembre, Página 200 (1953)
- 32 Berkeley Duncan F., "Ejectors give any suction pressure", Chemical engineering, Marzo 15, Página 255 (1957)
- 33 Huff George A., "Selecting a vacuum producer", Chemical engineering, Marzo, Página 83 (1976)
- 34 Link C. G., "Selecting ejectors for high vacuum", Chemical engineering, Enero 13, Página 145 (1958)
- 35 CE Cost File-86, "Preliminary estimates for steam-jet air ejectors", Chemical engineering, Marzo, Página 120 (1964)
- 36 D'Ambra Frank K., Dobrowolski Zbigniew C., "Pollution control for vacuum systems", Chemical engineering, Junio 25, Página 95 (1973)
- 37 Newman Eugene F., "How to specify steam-jet ejectors", Chemical engineering, Abril 10, Página 203 (1967)
- 38 Work Lincoln T. y Haedrich Vincent W., "Performenace of ejectors as a function of the molecular weights of vapors", Ind. & eng. chem., Vol. 31, No. 4, Abril, Página 462 (1939)
- 39 Mesina P., Brown J. J. y Bohnlofink J., "How to check your jet utilities", Chemical engineering, Enero, Página 161 (1954)

- 40 Knight Graham B., "Automatically control pressure", Chemical engineering, Marzo 23, Páginas 171 (1959)
- 41 Boletines 70C y 60-b, "Jet ejectors" y "Cooling with steam vacuum refrigeration" respectivamente de Graham Manufacturing Co. Inc., 170 Great Neck Road, Great Neck New York 11021 USA
- 42 Boletines E-68A, "Design and application of steam vacuum ejectors" y "Chill Vactor" de Croll-Reynolds Co. Inc., 751 Central Ave. P. O. Box 668, Westfield New Jersey 07091
- 43 Karassik Igor J., Krutzsch William C., Fraser Warren H. y Mesina Joseph P., Punmp handbook, McGraw Hill 1976

TESIS CRUZ
Perú Núm. 115 Acc. 1
México 1, D. F.
Tel. 5-26-89-23