



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO


FACULTAD DE QUÍMICA

DISEÑO DE UN COMPRESOR POR INYECCIÓN

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO QUÍMICO
P R E S E N T A :
RODOLFO GÓMEZ REYNOSO



MÉXICO, D. F.


EXAMENES PROFESIONALES 2002
FACULTAD DE QUÍMICA



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.

Paginación

Discontinua

Jurado asignado:

Presidente	Prof. Javier Audry Sánchez.
Vocal	Prof. José Antonio Ortiz Ramírez.
Secretario	Prof. Yolanda Lozada Gómez.
1er. Suplente	Prof. Luis Miguel Trejo Candelas.
2º. Suplente	Prof. Martín Rivera Toledo.

Sitio donde se desarrolló el tema:
Laboratorio De Ingeniería Química
Facultad de Química
UNAM

Asesor.



Dr. Javier Audry Sánchez

Sustentante.



Rodolfo Gómez Reynoso

**Lo imposible es una barrera mental
delimitado por la falta de conocimiento.**

Expreso sincera gratitud

a mis padres los Señores

León Gómez A. y Teresa Reynoso R.

a mis hermanas

No!, Coco & Isa

y a mis hermanitos

Van, Yeyu & Yayo

***Por el apoyo incondicional que en incontables ocasiones me han
proporcionado.***

R. G. R.

Agradezco a la Universidad Nacional Autónoma de México la oportunidad que tengo de prepararme.

Agradezco al Dr. Javier Audry S. la asesoría para realizar el trabajo de tesis, a los profesores miembros del jurado por los comentarios y sugerencias que me hicieron, las cuales contribuyeron a mejorar el trabajo de tesis. así como a todas aquellas personas que ayudaron en la construcción del compresor.

ÍNDICE.

OBJETIVOS.....	1
OBJETIVO PRINCIPAL.....	1
OBJETIVOS PARTICULARES.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	2
2. ANTECEDENTES.....	4
2.1. TIPOS DE COMPRESORES.....	5
2.2. COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.....	6
2.3. COMPRESORES DINÁMICOS.....	15
2.4. TERMOCOMPRESORES.....	21
2.5. PROCESO DE COMPRESIÓN.....	22
2.6. EFICIENCIA DE LA COMPRESIÓN.....	24
3. EL COMPRESOR POR INYECCIÓN.....	27
3.1. MODELO MATEMÁTICO PARA CALCULAR EL CALOR GENERADO POR DISIPACIÓN VISCOSA.....	30
3.2. AJUSTE DEL MODELO DE GENERACIÓN DE CALOR CON LOS DATOS EXPERIMENTALES.....	35
3.3. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO DE INYECCIÓN.....	45
3.4. FRACCIÓN DE ENERGÍA CINÉTICA QUE SE PIERDE EN EL INYECTOR DIFUSOR, POR DISIPACIÓN VISCOSA.....	52
3.5. CALCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	53
3.6. MODELO MATEMÁTICO PARA CALCULAR LA PRESIÓN QUE ALCANZA EL COMPRESOR POR INYECCIÓN.....	61
3.7. CALCULO DEL TRABAJO DE COMPRESIÓN.....	66
3.8. TIPO DE FLUJO EN EL DIFUSOR.....	69
3.9. CONSTRUCCIÓN DE LA CURVA DE OPERACIÓN DEL COMPRESOR.....	72
4. DESCRIPCIÓN DEL COMPRESOR POR INYECCIÓN.....	75
4.1. BOMBA CENTRÍFUGA.....	76
4.2. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO (TUBO ALETADO).....	76
4.3. INYECTOR-DIFUSOR.....	77
4.4. DEFLECTOR.....	77
4.5. SEPARADOR CENTRIFUGO.....	78
4.6. CÁMARA DE COMPRESIÓN.....	78
5. EL COMPRESOR POR INYECCIÓN COMO BOMBA DE VACÍO.....	79
CONCLUSIONES.....	80
BIBLIOGRAFÍA.....	82

OBJETIVOS.

OBJETIVO PRINCIPAL.

- Diseñar y construir un compresor que comprima un gas por medio de un inyector-difusor

OBJETIVOS PARTICULARES.

- Modelar matemáticamente la generación de calor que por disipación viscosa se genera durante el proceso de compresión por inyección.
- Diseñar y construir un cambiador de calor que disipe el calor generado en el proceso de compresión por inyección.
- Modelar matemáticamente la presión de descarga del compresor por inyección como una función de la velocidad del fluido de inyección.
- Calcular la eficiencia de la compresión.

1. INTRODUCCIÓN.

Un factor que frena el crecimiento tecnológico de México es la falta de recursos técnicos necesarios para el diseño de equipo de proceso; es por ello, que en el presente trabajo de tesis se pretendió implementar un compresor por inyección, en virtud de la versatilidad de usos que tiene en la industria química.

En la industria de proceso son importantes los compresores de gases para satisfacer los requerimientos de presión en gases por muy variados motivos, para facilitar su transporte o distribución, así como, su almacenamiento, para transmitir potencia, en procesos tales como:

- Licuefacción de gases. (Facilitan el transporte y distribución de gases combustibles.)
- Reactores heterogéneos. (Para generar las condiciones más favorables en las reacciones químicas.)
- Sistemas de control neumático. (Suministran aire para operar instrumentos neumáticos.)
- En la combustión. (Proporcionan el comburente que se requiera.)

Existen varios tipos de compresores, que se clasifican en dos categorías:

Dinámicos:

- Centrífugos
- Flujo mixto
- Axiales

De desplazamiento positivo:

- Rotatorios
- Reciprocantes.

Los compresores arriba mencionados son maquinas muy costosas desde su diseño y tienen costos de operación significativos; En el presente trabajo de tesis se propone un tipo de compresor que por su diseño, sencillo e ingenioso resulta fácil de construir, operar, así como de un requerimiento mínimo de mantenimiento.

El programa de computador empleado para el análisis de resultados es Mathcad[®]

2. ANTECEDENTES.

Los compresores son usados en plantas petroquímicas para incrementar la presión estática del aire y gases a niveles requeridos para vencer la fricción que se genera durante el transporte de estos gases.

Los compresores existen en una variedad de tamaños, tipos y modelos, cada uno debe cumplir con necesidades específicas.

Los métodos más usados para comprimir gases son tres, uno es de flujo continuo y dos son de flujo intermitente.

1. Atrapar cantidades consecutivas de fluido a comprimir dentro de una cámara, reducir el volumen, por medio del aumento de la presión, y después expulsar el gas comprimido fuera del cilindro.
2. Comprimir el gas mediante la acción mecánica de la rotación de impulsores o rotores de álaves, que le dan velocidad y presión al flujo de gas.
3. Introducción del gas dentro de una corriente a alta velocidad, esta corriente es normalmente vapor de alta, y así convertir la alta velocidad en energía de presión.

Los compresores que usan el método 1 son los compresores de flujo intermitente y se conocen como compresores de desplazamiento positivo. Los que usan el método 2 se conocen como compresores dinámicos y los que usan el método 3 se conocen como eyectores.

2.1. TIPOS DE COMPRESORES.

La maquinaria de compresión se puede dividir en dos grandes categorías:

- Compresores de desplazamiento positivo.
- Compresores dinámicos.

El compresor centrífugo es una máquina dinámica, en contraste con el compresor de desplazamiento positivo que es estático. Los compresores centrífugos realizan su trabajo mediante fuerzas inerciales aplicadas al gas por medio de fuerzas rotatorias impulsoras mientras que los compresores de desplazamiento positivo atrapan el gas por acción de componentes mecánicos y restringen su escape dando como resultado la reducción de volumen y el incremento de la presión del gas. Cada una de estas dos categorías puede subdividirse como se muestra en la Fig. 2-1.

2.2. COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

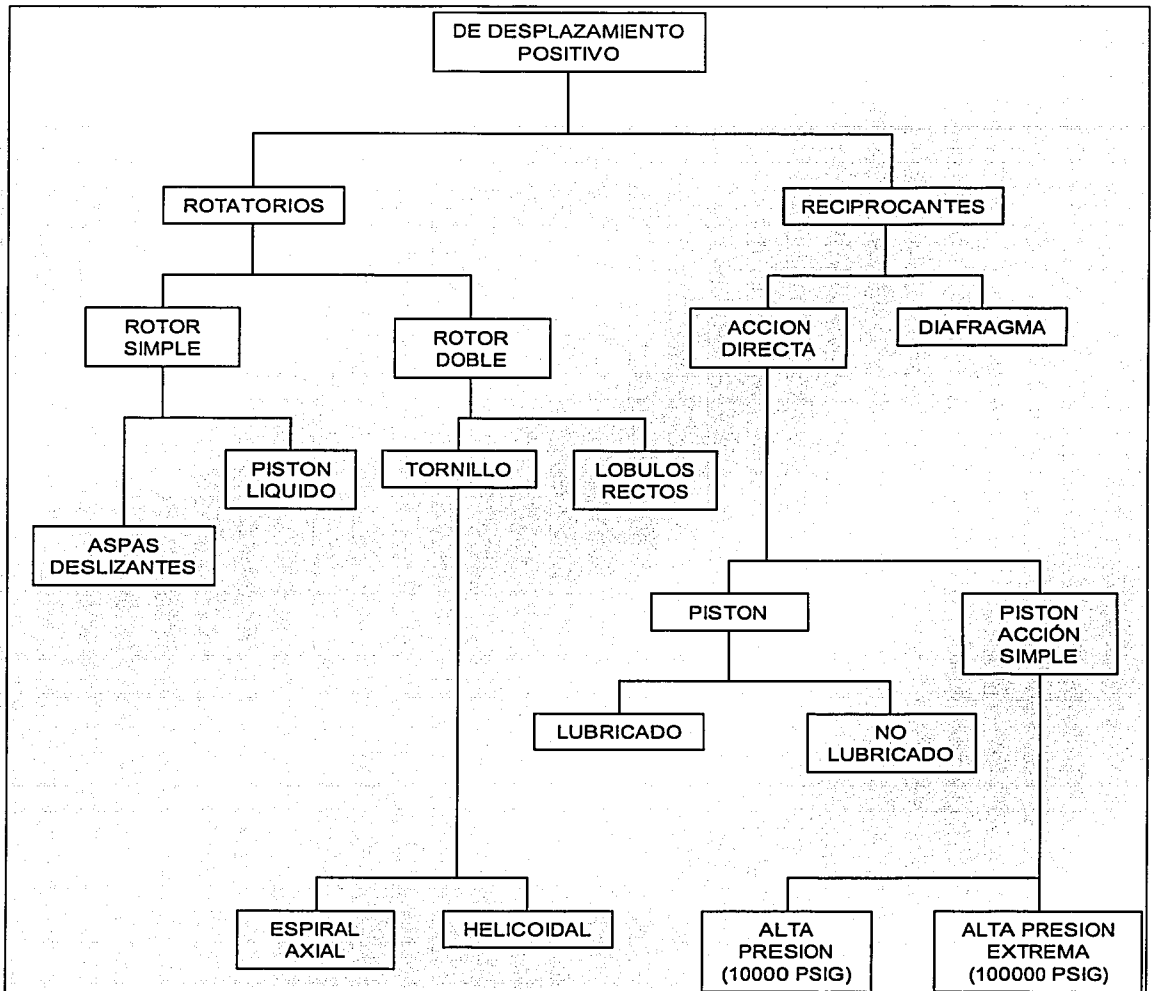


Fig. 2-1

Los compresores de desplazamiento positivo se dividen en compresores rotatorios y compresores reciprocantes para las aplicaciones más comunes en un proceso. Al contrario de los compresores centrífugos, son de capacidad constante y tienen presiones de descarga variables.

Hay varios tipos de compresores rotatorios de desplazamiento positivo, entre ellos están el de tipo soplador con lóbulos, el tipo de espiral rotatorio, el diseño de anillo de agua y de aspas deslizantes. Todos ellos tienen el mismo tipo de curva de rendimiento que el compresor reciprocante; Es decir son de capacidad fija con contrapresión variable. Los compresores rotatorios son idóneos para las unidades motrices de velocidad variable, como turbinas, que los compresores reciprocantes.

2.2.1. COMPRESOR RECIPROCANTE.

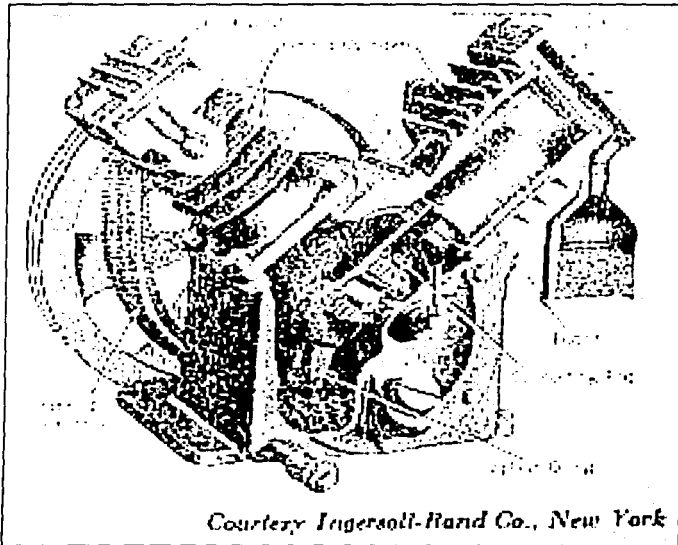


Fig. 2-2

En el compresor reciprocante el elemento de desplazamiento y compresión es un pistón que tiene un movimiento reciprocante dentro de un cilindro

Los compresores reciprocantes abarcan desde una capacidad muy pequeña hasta una capacidad de 3 000 PCMS (pies cúbicos por minuto en la succión).

Para equipo de proceso no se utilizan mucho los tamaños grandes y se prefieren los centrífugos. Si se requiere de presión alta y un gasto bajo se emplean los compresores reciprocantes. El número de etapas se debe seleccionar con relación a las temperaturas de descarga, tamaño disponible para los cilindros y carga en el cuerpo o biela del compresor.

Los compresores de tamaño pequeño, hasta de 100 hp, pueden tener cilindros de acción sencilla, enfriamiento con aire, y se puede permitir que los vapores del aceite en el depósito se mezclen con el gas comprimido.

Los compresores pequeños para procesos, de un cilindro y 25 o 200 hp, tienen enfriamiento por agua, pistón de doble acción, prensaestopas y pueden ser del tipo no lubricado, en el cual el lubricante no entra en contacto con el gas que se quiere comprimir. Se utilizan para comprimir aire de instrumentos o en aplicaciones pequeñas para gas de proceso.

Los compresores más grandes son de dos o más cilindros. En casi todas las instalaciones, los cilindros se disponen en forma horizontal y en serie de modo que presenten dos o más etapas de compresión. El número de etapas de compresión depende en gran parte de la elevación de temperatura en una etapa, que suele estar limitada a unos 250 °F de la carga en la biela que se pueda manejar y del aumento total de la presión en una etapa respecto del diseño de las válvulas del compresor, que suelen ser para menos de 1 000 psig.

La relación de compresión se determina para tener una idea inicial aproximada del número de etapas. Si la relación es muy alta, entre 3.0 y 3.5 para una sola etapa, entonces la raíz cuadrada de la relación total será igual a la relación por etapa para las dos etapas, a la raíz cúbica para tres etapas. Las presiones interetapas y la relación por etapas reales se modificarán después de tener en cuenta las caídas de presión en interenfriadores, tubería entre etapas, separadores y amortiguadores de pulsaciones, si se utilizan.

Las desventajas de éste compresor son:

- Para servicios continuos tales como "Powerformer hydrogen recycle compression" se necesita más de una máquina.
- Son de grandes dimensiones y costo elevado.
- Tienen un alto costo de mantenimiento, especialmente cuando manejan gases que contienen líquidos, sólidos o materiales corrosivos.
- Generan grandes fuerzas vibratorias, por lo que se instalan sobre grandes cimientos.
- Originan mucho ruido.
- Las vibraciones mecánicas se deben al movimiento de vaivén del pistón y la rotación del cigüeñal. Las vibraciones acústicas son debidas a las pulsaciones de presión que se originan en tuberías conectadas al sistema de compresión.

2.2.2. ROTATORIOS.

Los sopladores, compresores rotatorios y bombas de vacío son todos de desplazamiento positivo, en los cuales un elemento rotatorio desplaza un volumen fijo con cada revolución. Estas unidades son esencialmente máquinas de volumen constante con presiones de descarga variables. El volumen sólo se puede modificar al cambiar la velocidad o mediante el desperdicio o derivación de una parte de la capacidad de la máquina. La presión de descarga varia con la resistencia del lado de la descarga del sistema.

Podemos agrupar los diferentes tipos de compresores rotatorios en cuatro:

- soplador de lóbulos rectos
- compresor de aspas deslizantes
- compresor de espiral rotatorio
- compresor de sello liquido

i) SOPLADOR DE LÓBULOS.

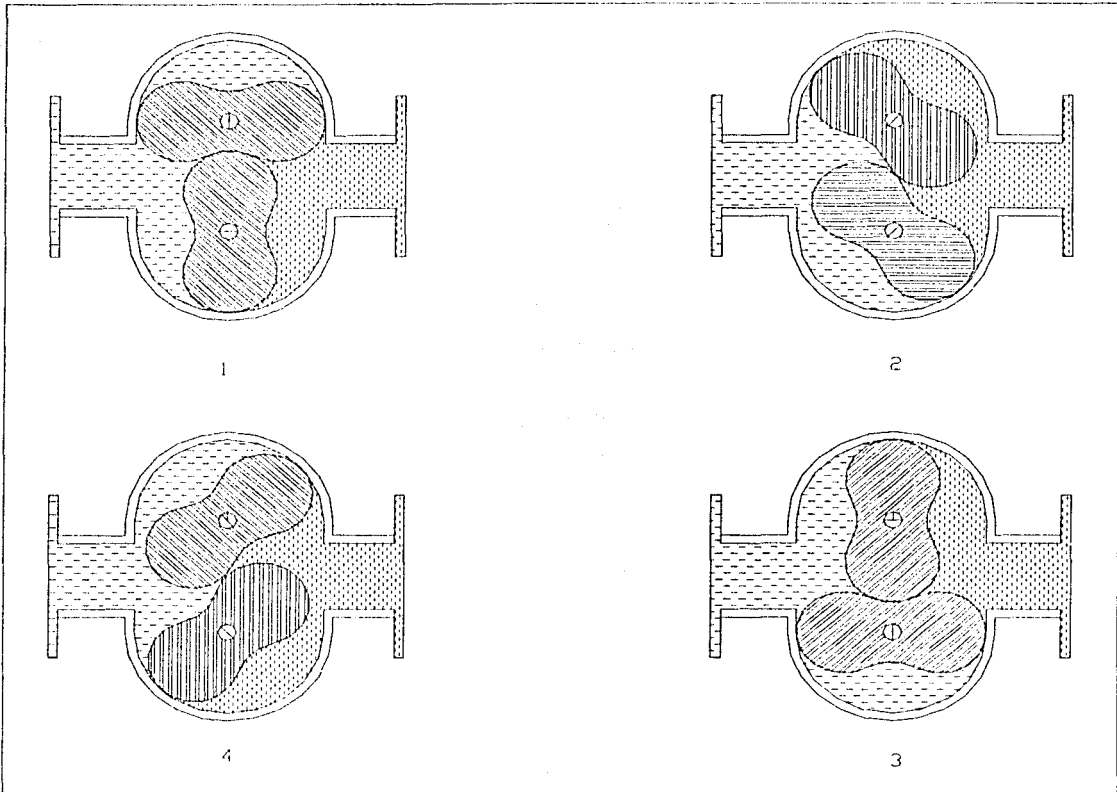


Fig. 2-3

En el soplador de lóbulos rectos dos o tres rotores en forma de "8" se acoplan entre sí y se impulsan con engranes de sincronización montados en cada eje. Generan desde 2 PCMS hasta 20 000 PCMS. Se usan principalmente como sopladores de baja presión, que comprimen el gas desde la presión atmosférica hasta 5 o 6 psig. También se emplea como bomba de vacío, que son en realidad compresores que funcionan con presiones de succión inferiores a la atmosférica y con presiones de descarga iguales a la atmosférica o un poco mayores.

ii) COMPRESOR DE ASPAS DESLIZANTES.

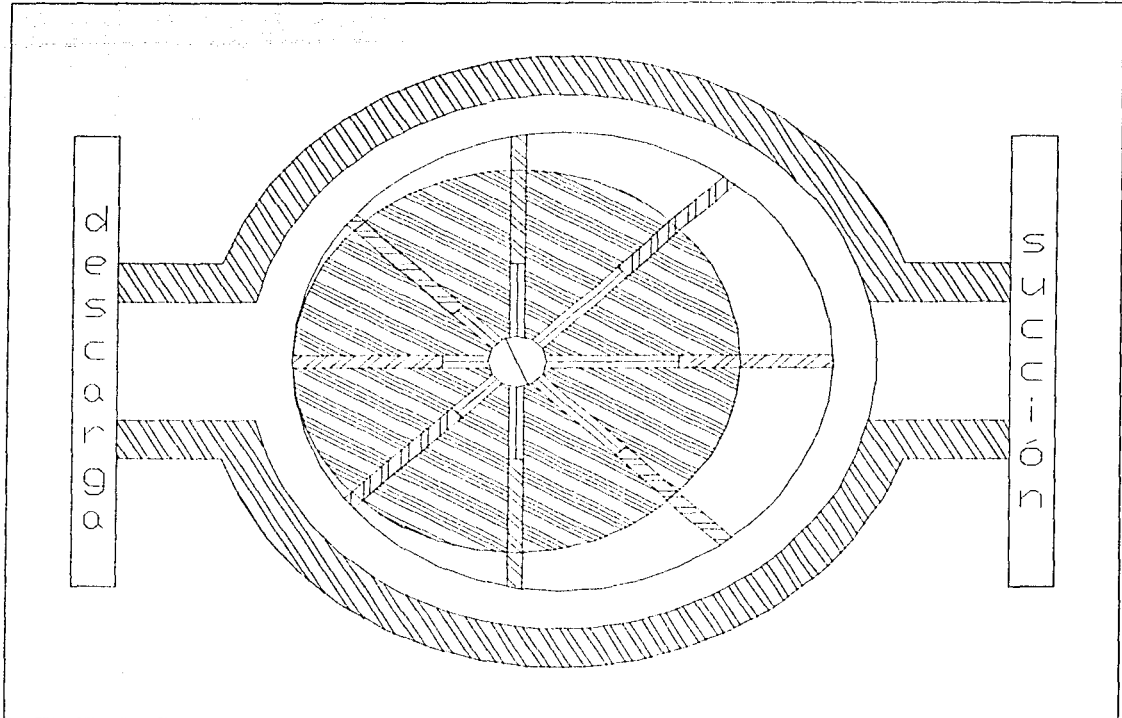


Fig.2-4

Tiene un rotor con ranuras, dentro de las cuales se deslizan las espas hacia adentro y hacia fuera en cada revolución. Las espas atrapan el gas y en forma gradual reducen su volumen y aumentan la presión hasta que escapa por orificios en la carcasa. Este tipo de compresores son adecuados para presiones mayores a 150 psig e intervalos de volúmenes de 50 a 6 000 PCMS, no requieren de grandes cimentaciones como los compresores recíprocos. Si las condiciones de operación son adecuadas su funcionamiento es de menor costo que un compresor recíproco y requiere de menor mantenimiento.

Las desventajas de este compresor son:

- El gas comprimido por esta máquina contiene cantidades excesivas de aceite lubricante.

- Estos equipos deben operar solo con gases limpios.
- Tienen eficiencia de 60% a 75%.
- Requieren de múltiples instalaciones para dar servicio, a menos que este sea intermitente.

iii) COMPRESOR DE ESPIRAL ROTATORIO.

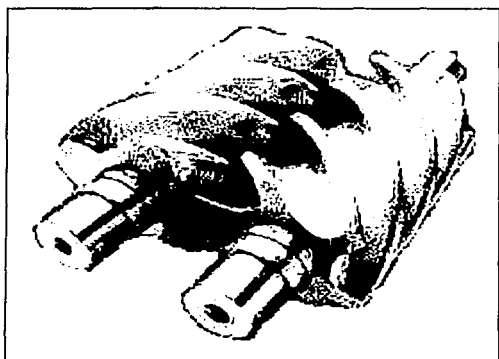
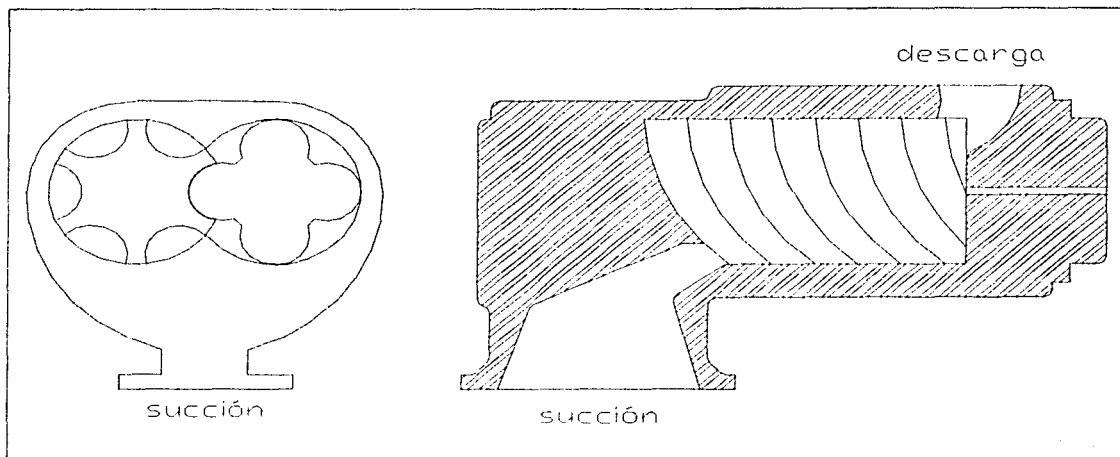


Fig. 2-5

Están disponibles en estructuras enfriadas por aceite y secas. En la industria de procesos químicos se prefiere el uso del tipo seco porque no hay arrastre de aceite a la corriente de proceso. Sin embargo, los de tipo inundado con aceite han tenido amplia aceptación en servicios para aire de procesos y servicios, y también los hay

portátiles, así como compresores de refrigeración para refrigerantes de fluorocarbono. Este tipo de compresor es apropiado para presiones de 250 a 400 psig y capacidad de 50 hasta 3 500 PCMS en el tipo inundado con aceite, y de 1 000 a 20 000 PCMS en los de tipo seco. Los rotores de diámetro relativamente pequeño permiten velocidades de rotación de varios miles de revoluciones por minuto. A diferencia de las maquinas rotatorias de lóbulo recto, los rotores son macho y hembra y su rotación provoca el avance axial de cavidades selladas sucesivamente. Por lo común, su funcionamiento a altas velocidades requiere el empleo de supresores de ruido de succión y descarga. Son máquinas balanceadas que no requieren de grandes cimentaciones. Los costos de mantenimiento pueden ser bajos. Dentro del intervalo de operación estos son más baratos que los centrífugos y reciprocantes. Pueden ser usados para comprimir gases que contengan polímeros y en estos casos la eficiencia de la máquina es mayor que cuando comprime gases limpios.

Las desventajas de esta máquina son:

- Genera mucho ruido.
- El intervalo de variación de la capacidad a velocidad constante es muy pequeño.
- Las máquinas se diseñan para un gas y velocidad de compresión específicos.

iv) COMPRESOR DE SELLO LIQUIDO.

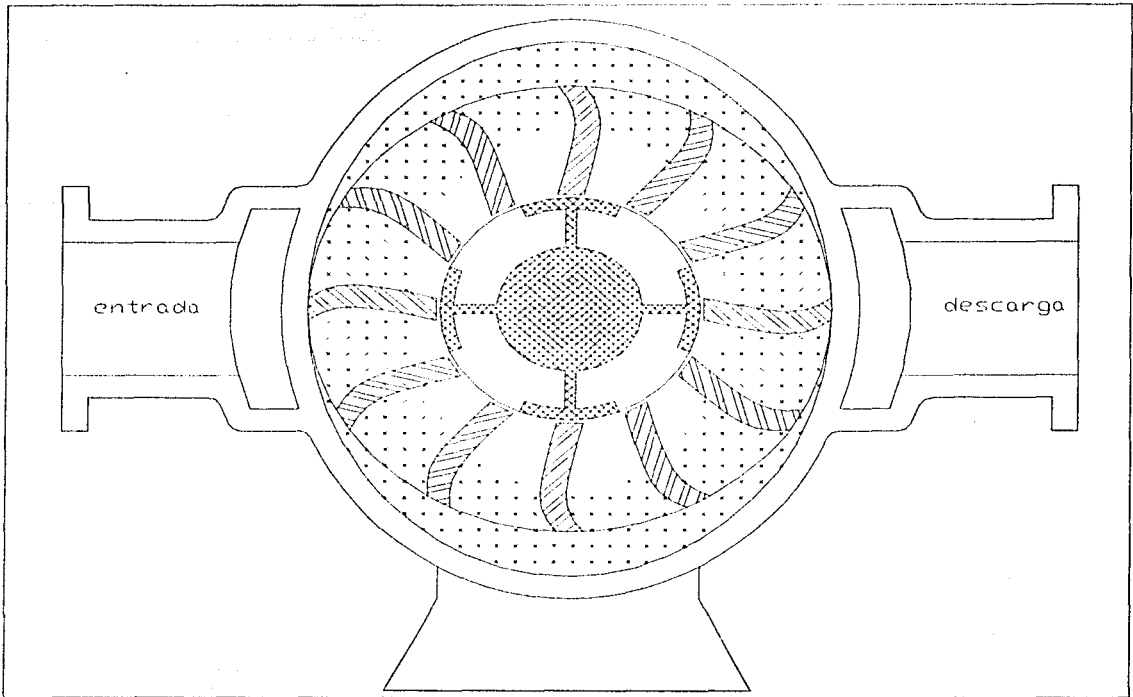


Fig.2-6

Es rotatorio, pero tiene un principio exclusivo de funcionamiento, diferente de cualquier otro rotatorio. Un rotor con aspas gira en una cubierta circular u ovalada, dentro de la cual hay agua u otro líquido sellador. La fuerza centrífuga hace que el líquido forme un anillo en la periferia de la carcasa durante el funcionamiento. El gas avanza hacia el centro del rotor y, en forma gradual, se reduce su volumen y aumenta su presión hasta que pasa por los orificios de descarga y sale de la carcasa. El líquido contenido en el gas descargado se separa, se enfría y se hace recircular o se deshecha en un sistema de una sola pasada.

El tipo de sello líquido es el que más se utiliza como bomba de vacío hasta 3 o 4 pulgadas de mercurio absolutas. También se puede utilizar como soplador a baja presión hasta 25 psig o como compresor de aire a presiones intermedias, hasta 100 psig, para instrumentos. Estos compresores se utilizan mucho con gases corrosivos

como cloro, gas ácido, gases cargados con H_2S , CO_2 . Normalmente son construidos con acero inoxidable.

2.3. COMPRESORES DINÁMICOS.

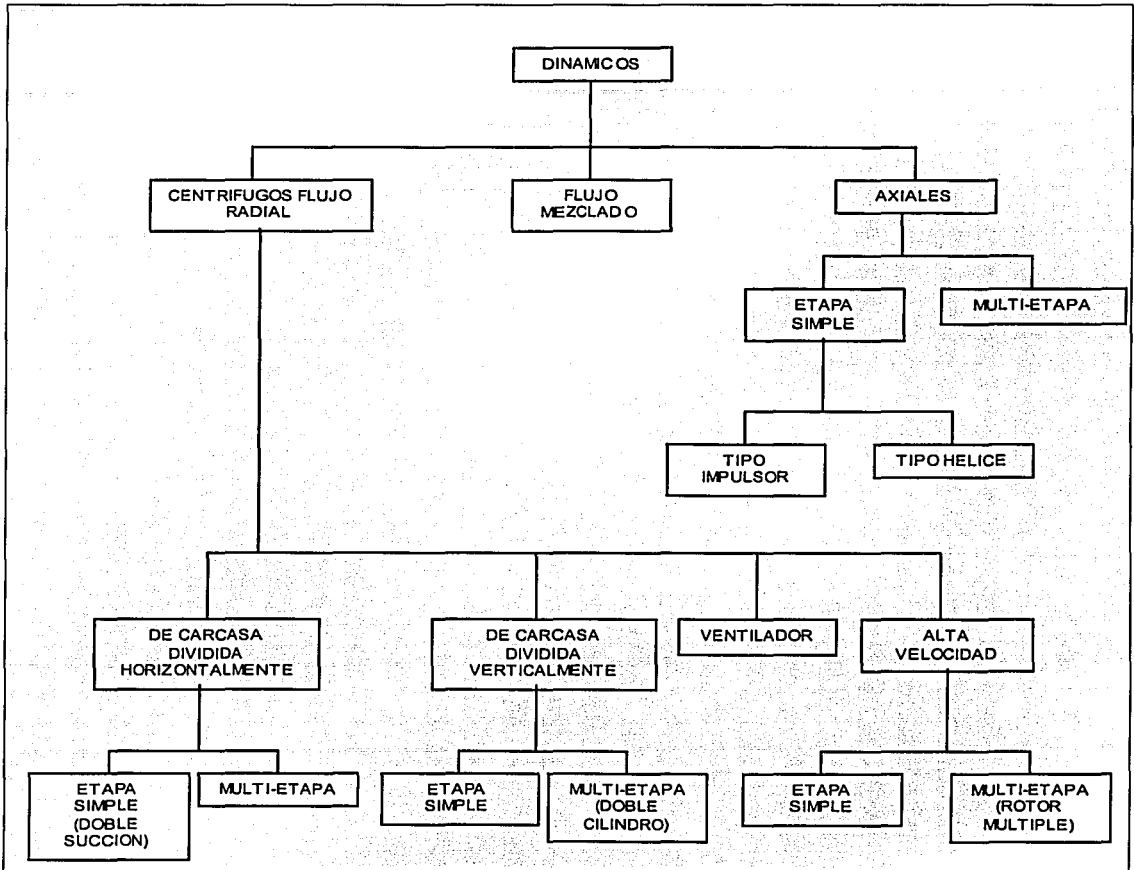


Fig. 2-7

El proceso de compresión en un compresor dinámico, depende de la transferencia de energía de un tipo de aspas rotatorias a un gas. El rotor da ésta transferencia de energía, para efectuar cambios de momento y presión en el gas. El momento, referido a la energía cinética, es entonces convertido a energía de presión, por el paso del gas a través de un difusor estacionario u otro de tipo aspas.

Los compresores dinámicos no requieren lubricación interna, pueden proveer gas libre de aceite. Los sellos de las flechas son generalmente externos a la coraza, limitando así, la posibilidad de contaminación.

2.3.1. COMPRESOR CENTRIFUGO.

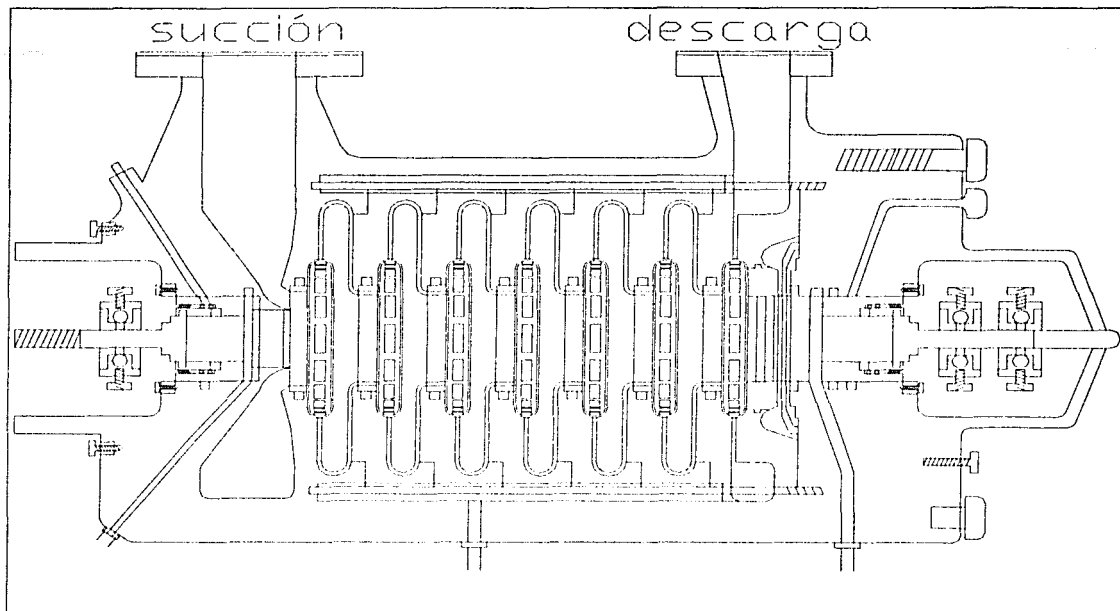


Fig. 2-8

Los compresores centrífugos proporcionan la acción de compresión por la rotación de las aspas en el rodete. La carga de velocidad impartida al gas en impulsor es convertida a carga de presión en la voluta o difusor. El ancho de los rodetes se ve disminuido desde el lado de baja hasta el lado de alta presión, debido a la disminución de volumen del fluido cuando el gas se comprime. El compresor centrífugo tiene ventajas muy definidas sobre el compresor recíprocante cuando se manejan grandes flujos volumétricos a bajas presiones. A volúmenes pequeños, la eficiencia del compresor centrífugo baja tan rápidamente que su uso es incosteable.

Son de uso general en plantas petroquímicas. Son adecuados para comprimir gases a más de 5 000 psig y manejar flujos volumétricos de 1000 a 150 000 PCMS. Dado

que el compresor centrífugo no tiene partes que estén friccionando no requiere de aceite lubricante y por ende el gas comprimido no se contamina. El compresor centrífugo no requiere de grandes cimientos, tiene un intervalo de eficiencia de 68% a 76%, sus costos de mantenimiento son bajos; La capacidad del compresor se puede controlar variando la velocidad, reduciendo la presión de succión.

Cuando la carga requerida es muy grande para un solo impulsor la solución lógica son dos o más impulsores en serie, que forman los compresores de etapas múltiples. El más común es el de carcasa dividida horizontalmente con impulsores en serie, cuyo número puede variar de tres a ocho con o sin interenfriamiento.

En las carcasas divididas verticalmente o de barril se utiliza una disposición similar en los impulsores; estas carcasas son más adecuadas para altas presiones que las de divisiones horizontales.

2.3.2. COMPRESOR DE FLUJO AXIAL.

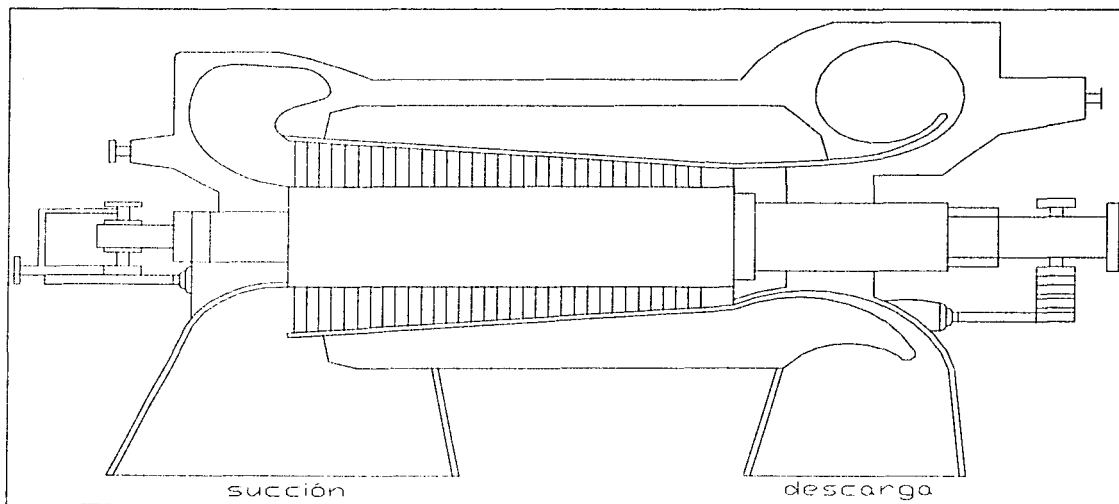


Fig. 2-9

El compresor de flujo axial consiste en un conjunto de aspas fijas a un tambor que esta girando. La forma de las aspas es tal, que produce movimiento axial al gas. Este movimiento axial es convertido a energía de presión, a través de aspas fijas que

están sujetas a la cubierta. Las aspas que se encuentran a la entrada tienen una longitud mayor que las que están a la salida, debido a que el volumen se va reduciendo, resultando ésta reducción, de un aumento en la presión del gas. Estos equipos tienen un costo mayor que los compresores centrífugos. La eficiencia de estas máquinas es grande cuando se manejan volúmenes grandes.

Los compresores de flujo axial están disponibles desde unos 20 000 PCMS hasta más de 400 000 PCMS y producen presiones de hasta 65 psig en un compresor industrial típico de 12 etapas o de un poco más de 100 psig, con los turbocompresores de 15 etapas; este tipo de compresores se emplean en turbinas de gas y motores de reacción para aviones. También se emplean en aplicaciones que requieren flujos de gas superiores a 75 000 PCMS, en especial porque son más eficientes que los centrífugos de etapas múltiples, de tamaño comparable.

2.3.3. COMPRESOR DE FLUJO MIXTO.

El compresor dinámico de flujo mezclado combina los diseños de los compresores centrífugo y de flujo axial. Este tipo de compresor no se aplica con frecuencia como los otros, porque requiere de gran longitud por cada etapa, no es común encontrarlo en diseños de multietapas.

2.3.4. VENTILADORES.

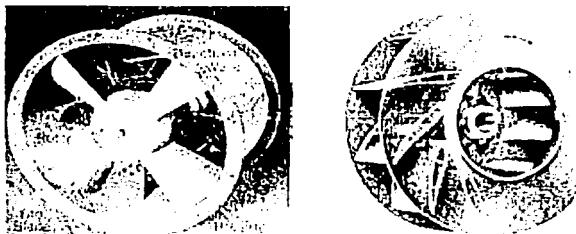


Fig. 2-10

Los ventiladores se utilizan para bajas presiones, con cargas de presión menores a 0.5 psig. Por lo común se clasifican del tipo centrífugo o de flujo axial. Los dos tipos se utilizan para trabajo de ventilación, suministro de aire a calderas y hornos, desplazamiento de grandes volúmenes de aire o gas por ductos, suministro de aire para desecación, transporte de materiales suspendidos en corrientes de gas, eliminación de humos entre algunas.

Los ventiladores centrífugos se constituyen de tres tipos:

i) DE PALETAS RECTAS O PLACAS DE ACERO.

Tienen rotores de diámetro relativamente grande con unas cuantas aletas radiales, entre 5 y 12, que se parecen a ruedas de paletas y giran a velocidades relativamente bajas. Frecuentemente son usados en trabajos de eliminación, sobre todo cuando los desechos van en la corriente de aire.

ii) DE HOJAS CURVAS HACIA ADELANTE.

Son de aletas múltiples, 20 a 64, los rotores son de menor diámetro y funcionan a velocidades más altas que las unidades de paletas rectas.

iii) DE HOJAS CURVAS HACIA ATRÁS.

Son del tipo de aletas múltiples, de 10 a 50.

Los ventiladores de flujo axial son de dos tipos generales: de disco y de hélice.

iv) **DE DISCO.**

Tienen paletas curvas o rectas, similares a las de un ventilador domestico ordinario. Por lo común se utilizan para la circulación general o para trabajos de eliminación sin ductos

v) **DE HÉLICE.**

Tienen aletas similares a las de diseño aeronáutico, estos ventiladores pueden ser de dos etapas

El principio del funcionamiento de un ventilador centrífugo es muy parecido al de una bomba centrífuga y la presión desarrollada procede de dos fuentes. Éstas son la fuerza centrífuga que se debe a la rotación de un volumen encerrado de gas y la velocidad impartida al gas por las aletas y convertida parcialmente en presión por la carcasa de ventilador.

La fuerza centrífuga desarrollada por el rotor produce una compresión del gas, denominada presión estática. La magnitud de la presión estática desarrollada depende de la razón de la velocidad que sale de las puntas de las aletas a la velocidad del gas que entra al ventilador en la base de las aspas. Por consiguiente, cuanto más largas sean las aletas, tanto mayor será la presión estática del ventilador.

2.4. TERMOCOMPRESORES.

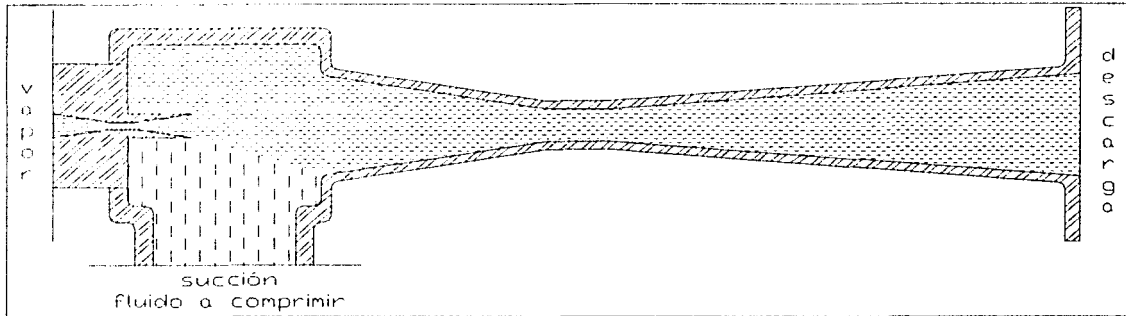


Fig. 2-11

El eyector tiene la característica exclusiva de que el fluido de trabajo se mezcla con el fluido que será comprimido. El fluido de trabajo, vapor de alta, se alimenta a través de una boquilla dentro de una cámara de vapor, donde entra en contacto con los gases que lo rodean. Los gases y el vapor combinados pasan por una boquilla a velocidad alta y se expanden a través de una boquilla convergente divergente. El difusor sirve para convertir la energía cinética, descargando un volumen de gas a una presión mayor que la cámara de vapor.

La relación de compresión en un eyector de un solo paso puede exceder 10:1 pero la capacidad por unidad de flujo comprimido resulta antieconómica para relaciones de compresión mayores, resulta más económico usar varios eyectores conectados en serie (Fig. 2-10). Esto permite usar cada eyector con una relación de compresión cercana al valor óptimo para obtener el aumento de presión necesario.

Los eyectores de chorro pueden usar cualquier fluido como fluido de trabajo, pero el vapor es el más económico, el uso de vapor ofrece la ventaja de que se condensa a presiones razonables mediante el uso de agua de enfriamiento y por lo tanto se puede separar del gas comprimido en las etapas de alta presión. Los eyectores de vapor de pasos múltiples pueden mantener presiones absolutas de 1 mmHg.

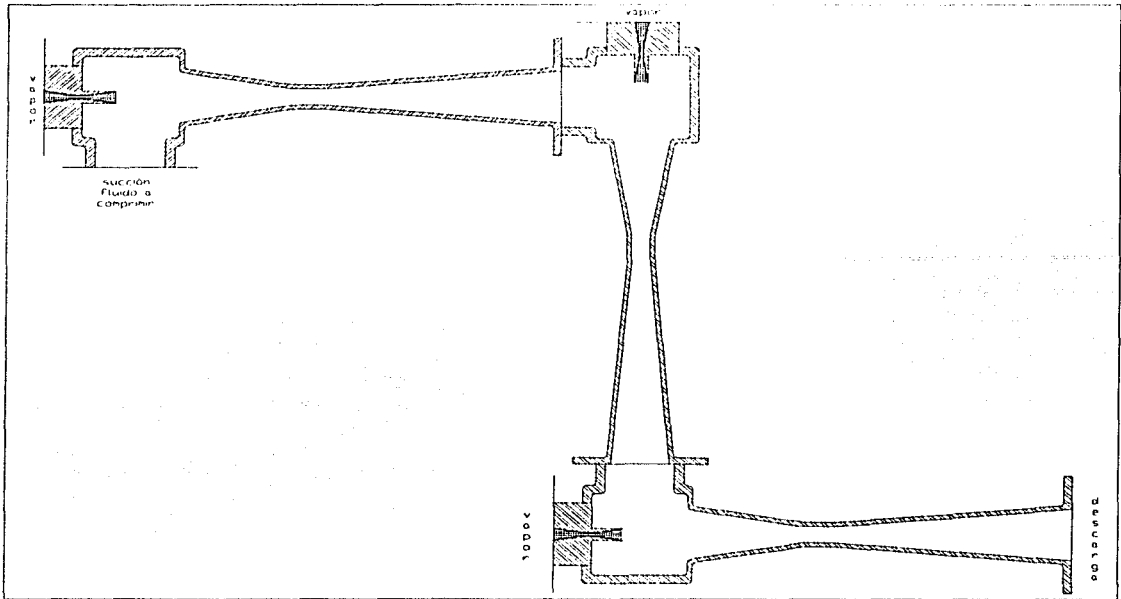


Fig. 2-12

2.5. PROCESO DE COMPRESIÓN.

Existen tres procesos básicos que pueden ocurrir:

- Proceso isentrópico.
- Proceso isotérmico.
- Proceso politrópico

2.5.1. PROCESO ISENTRÓPICO.

Es un proceso adiabático reversible, durante la compresión isentrópica no existe transferencia de calor hacia el gas, o del gas hacia el medio.

$$PV^k = C$$

k es la relación de calores específicos (c_p/c_v) y C es una constante. Teóricamente en compresores centrífugos sin un sistema de enfriamiento la compresión sería

adiabática si el proceso tuviera eficiencia del 100%, es decir; el flujo de calor y el cambio de entropía son cero. Este análisis es una teoría exacta que sería válida solamente si se tuvieran relaciones de compresión infinitesimales, pero puede usarse como una aproximación aceptable para relaciones de compresión pequeñas. La desviación de la teoría exacta se hace más grande cuando la relación de compresión y el número de etapas se incrementa.

2.5.2. PROCESO ISOTÉRMICO.

En el proceso de compresión isotérmica el calor que se genera es removido en forma instantánea permitiendo que la temperatura del gas no tenga algún incremento.

$$PV = C'$$

C' Es una constante.

La compresión isotérmica se considera como una compresión adiabática que ocurre en un gran número de etapas infinitesimales con enfriamiento después de cada etapa de compresión, para que se mantenga constante la temperatura del gas.

2.5.3. PROCESO POLITRÓPICO.

La compresión politrópica no es isotérmica ni adiabática. El proceso puede describirse mediante la ecuación:

$$PV^n = C''$$

El coeficiente politrópico, n es característico del gas y determina su comportamiento durante el proceso de compresión, C'' es una constante. Debido a que los compresores centrífugos generalmente tienen más de una etapa de compresión y no tienen relaciones de compresión extremadamente bajas, la compresión real de un gas en un compresor centrífugo se considera politrópica.

El proceso de compresión en realidad es irreversible debido a la fricción de gas o turbulencia y a las pérdidas de calor por conducción y radiación. El alcance de estas pérdidas depende de la k del gas y de la eficiencia politrópica. Esta es la

aproximación más cercana a la efectividad real total del compresor y es un mejor criterio de calidad en el diseño del compresor y no depende de las características del gas.

2.6. EFICIENCIA DE LA COMPRESIÓN.

Se define un cierto número de eficiencias de compresión, básicamente de la forma:

$$\eta_c = \frac{\text{trabajo ideal}}{\text{trabajo real}} = \frac{W}{W'} \quad (2.6-1)$$

Y la diferencia depende de donde se mide el trabajo real y cual es el trabajo ideal que se toma como estándar de comparación.

2.6.1. EFICIENCIA ADIABÁTICA.

Se define la eficiencia adiabática de compresión como:

$$\eta_c = \frac{\text{trabajo isentrópico}}{\text{trabajo real de flujo}} = \frac{W}{W'} = \frac{(h_1 - h_2)_s}{h_1 - h_2'} \quad (2.6-2)$$

Para maquinas de flujo constante se hace la aproximación de que el cambio de energía cinética es despreciable.

2.6.2. EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.

Un compresor de movimiento alternativo tiene un volumen de espacio muerto (V_m) el volumen de gas admitido es siempre menor que el volumen de desplazamiento del pistón; cuanto mayor sea el espacio muerto, tanto menor será a cantidad de gas descargado. La eficiencia volumétrica real $\eta_{v'}$ es el volumen real que se admite a p_0 , T_0 dividido entre el volumen de desplazamiento (V_D). Para el volumen de desplazamiento podemos considerar el volumen de gas a p_0 , T_0 que ocuparía el volumen de desplazamiento la relación definida puede ser enunciada en función de la masa.

$$\eta_v = \frac{m_{entra}}{m_D} = \frac{\text{masa admitida}}{\text{masa @ } p_0, T_0} \quad (2.6-3)$$

2.6.3. EFICIENCIA VOLUMÉTRICA CONVENCIONAL.

Se considera a partir del siguiente diagrama:

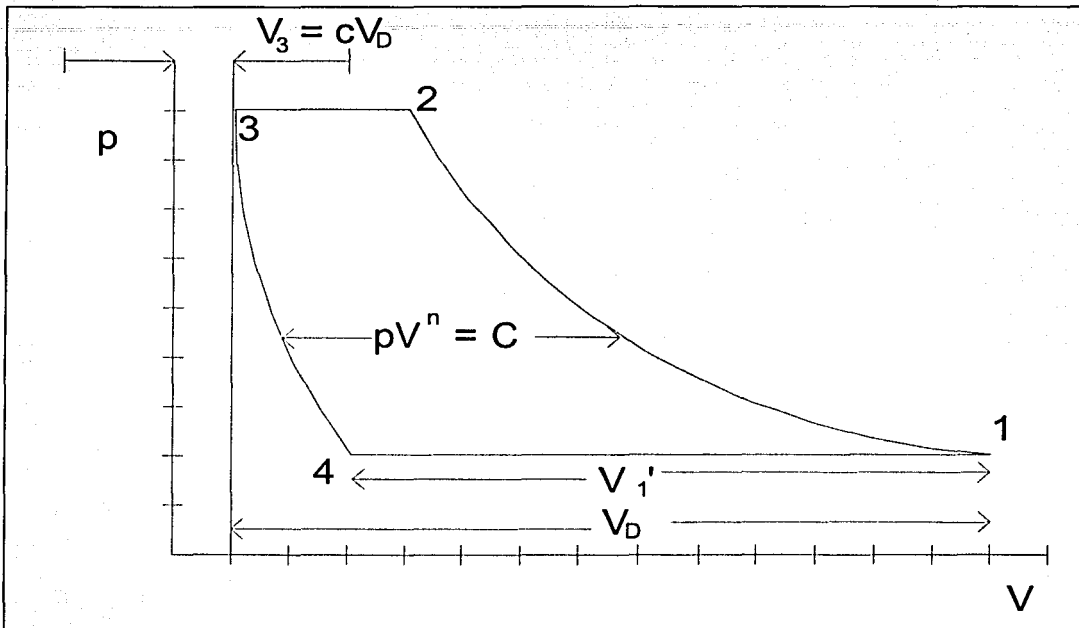


Fig. 2-11

Eficiencia volumétrica convencional

$$\frac{V_1'}{V_D} = \frac{(V_1 - V_4)}{V_D} \quad (2.6-4)$$

Coficiente de espacio muerto (C)

$$C = \frac{V_3}{V_D} \quad (2.6-5)$$

$$V_4 = V_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{n}} = CV_D \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = CV_d \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad (2.6-6)$$

V_1 es el volumen total, $V_1 = V_D + CV_D$ (2.6-7)

$$\eta_V = \frac{(V_1 - V_4)}{V_D} = \frac{V_D + CV_D - CV_D \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}}{V_D} \quad (2.6-8)$$

$$\eta_V = 1 + C - C \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = 1 + C - C \frac{V_1}{V_2} \quad (2.6-9)$$

Si el proceso de compresión es isentrópico entonces $n = k$ la eficiencia volumétrica real puede ser mucho menor que la convencional, debido a que las paredes del cilindro, que se calientan con la fricción, ceden calor al aire que entra (menor cantidad de aire caliente ocupa un espacio dado) En la ecuación (2.6-8) p_2 es mayor p_1 , la eficiencia volumétrica se reduce a medida que el espacio muerto aumenta, y como la eficiencia volumétrica de un compresor decrece, la capacidad disminuye también. El espacio muerto puede ser tan grande que la cantidad de aire que descargue el compresor sea muy baja. Esta característica se emplea para controlar la salida de un compresor, incrementando el espacio muerto cuando se quiere reducir la capacidad.

Sucede también que para tener relaciones altas de presión en un solo cilindro, el gas que se descarga podría estar tan caliente que arruine la lubricación, e incluso que se presente una explosión al intervenir el aire y el lubricante de hidrocarburos. En el caso de grandes instalaciones, se puede ahorrar potencia en la compresión múltiple solo por enfriamiento de gas entre una y otra etapa (para el caso del aire, aproximadamente de nuevo a su temperatura de admisión inicial).

3. EL COMPRESOR POR INYECCIÓN.

Inicialmente el compresor por inyección tenía el siguiente arreglo:

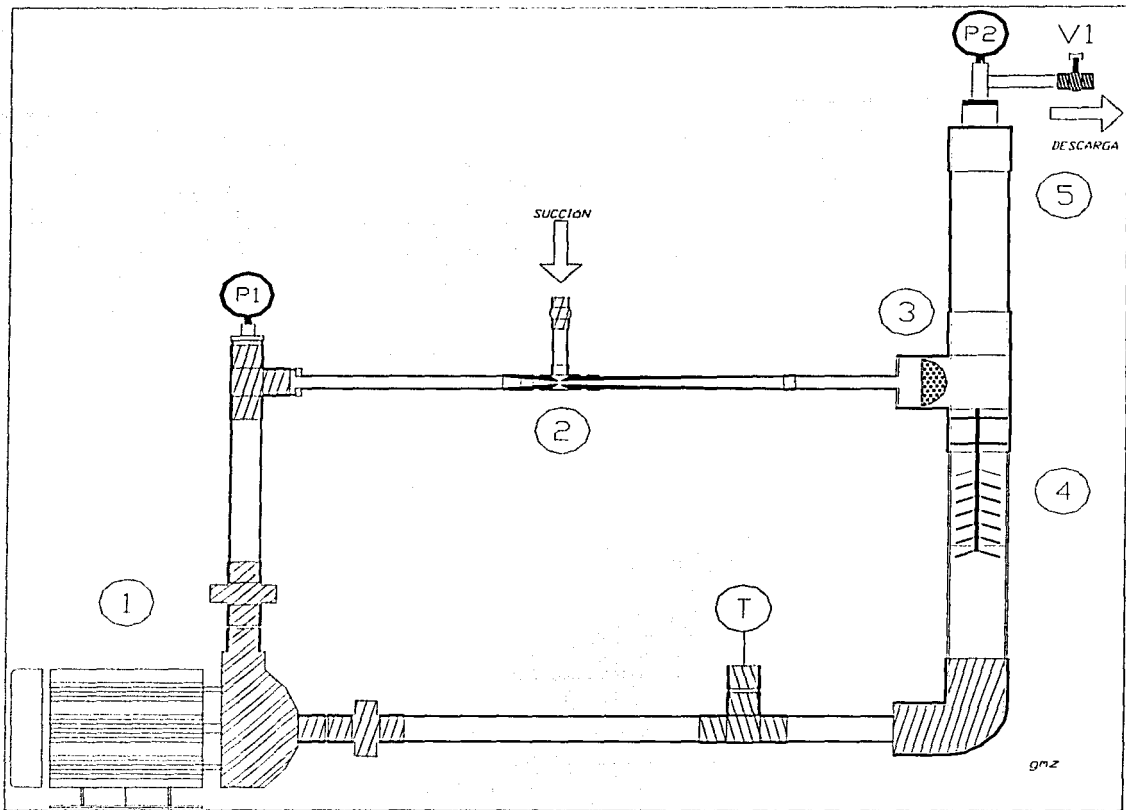


Fig. 3-1

1. Bomba centrífuga de 0.5 hp.
2. Inyector-difusor.
3. Deflector.
4. Separador centrífugo.
5. Cámara de compresión.

DISEÑO DE UN COMPRESOR POR INYECCIÓN.

El compresor por inyección tenía la siguiente curva de operación. Para Construir la curva de operación medimos el flujo volumétrico de aire en la salida de la cámara de compresión (@ 23 °C, 585 mmHg) y la presión de la cámara de compresión.

El flujo volumétrico se midió por desplazamiento de agua.

La presión fue medida en el manómetro de la cámara de compresión, para mantener la presión en un valor fijo se utilizó un regulador de presión

data := flujo presión

	0	1
0	0	60
1	0.0172	55
2	0.0325	45
3	0.0375	35
4	0.0493	25
5	0.056	20
6	0.0693	15
7	0.1067	10
8	0.292	0

flujo := data <0> (l/s)

presión := data <1> (psig)

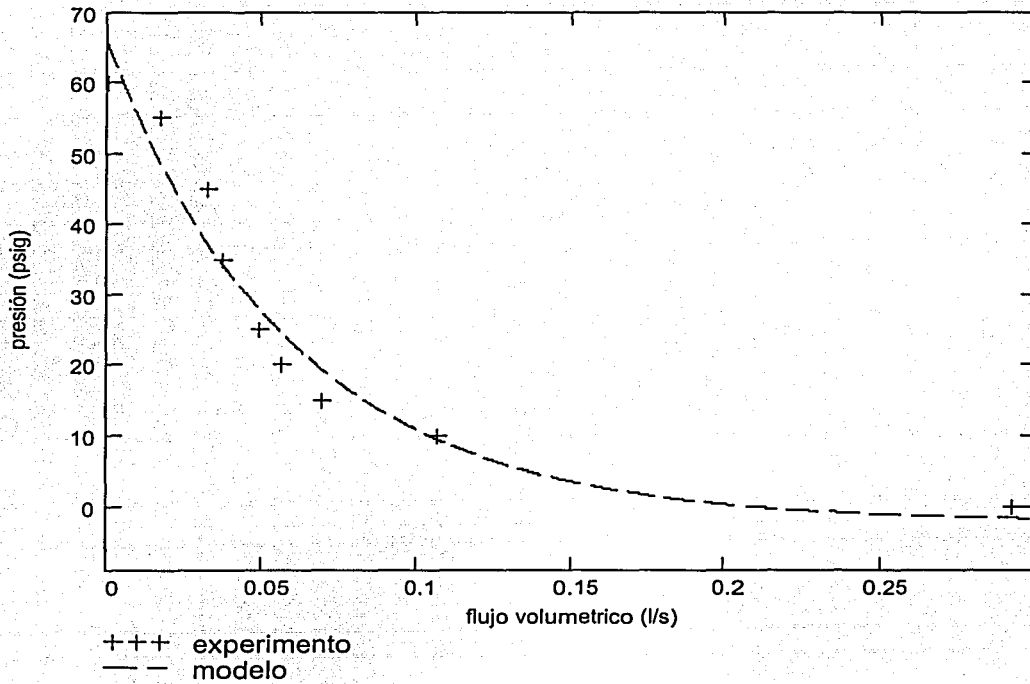
La función ajustada es $y = a \cdot e^{bx} + c$, donde a, b y c son incógnitas

$$E_{\text{supuesto}} := \begin{pmatrix} 67.6 \\ -16.5 \\ -2.3 \end{pmatrix}$$

E := expfit(flujo, presión, E_{supuesto})

$$E = \begin{pmatrix} 67.5917 \\ -16.4853 \\ -2.2299 \end{pmatrix}$$

modelo $P(Q) := E_0 \cdot e^{E_1 Q} + E_2$



coeficiente de correlación

$\text{corr}(P(\text{flujo}), \text{presión}) = 0.9735$

Durante la operación del compresor por inyección ocurría un problema, la fricción del fluido de inyección con la pared del tubo originaba que el fluido de inyección se calentara, este calentamiento representaba un inconveniente debido a que el fluido de inyección podría llegar a ebullición y por lo tanto la bomba cavitaria, además de que la tubería de PVC se deformaría. Para evitar que el fluido de inyección se calentara se calculó y construyó un cambiador de calor de tubos aletados.

Como fluido de inyección se utilizó agua y como fluido a comprimir aire.

3.1. MODELO MATEMÁTICO PARA CALCULAR EL CALOR GENERADO POR DISIPACIÓN VISCOSA.

Para calcular la cantidad de calor generado por la fricción de agua con la pared de los tubos, se realizó lo siguiente:

Se hace un balance de energía térmica para el agua, en donde:

m_{H_2O} masa del agua. (1.4 kg.)

Cp_{H_2O} capacidad calorífica del agua. (1cal/g°C)

T_{H_2O} temperatura del agua.

h coeficiente de transferencia de calor.

T_{aire} temperatura del aire.

Calor que se acumula:

$$\left(m_{H_2O}\right)\left(Cp_{H_2O}\right)\left(\frac{dT_{H_2O}}{dt}\right) \quad (3.1-1)$$

Calor que entra al sistema:

$$q \quad (3.1-2)$$

Calor que sale del sistema:

$$h(T_{H_2O} - T_{aire}) \quad (3.1-3)$$

Calor que se acumula = Calor que entra al sistema – Calor que sale del sistema.

$$(m_{H_2O})(Cp_{H_2O}) \left(\frac{dT_{H_2O}}{dt} \right) = q - h(T_{H_2O} - T_{aire}) \quad (3.1-4)$$

se divide (3.1-4) por h

$$\frac{(m_{H_2O})(Cp_{H_2O})}{h} \left(\frac{dT_{H_2O}}{dt} \right) = \frac{q}{h} - T_{H_2O} + T_{aire} \quad (3.1-4a)$$

se define τ y A

$$\frac{(m_{H_2O})(Cp_{H_2O})}{h} = \tau \quad (3.1-5)$$

$$\frac{q}{h} + T_{aire} = A \quad (3.1-5a)$$

sustituyendo (3.1-5) y (3.1-5a) en (3.1-4a)

$$\tau \frac{dT_{H_2O}}{dt} + T_{H_2O} = A \quad (3.1-6)$$

la solución de la ecuación (3.1-6) es:

$$T(t) = Ce^{-\frac{t}{\tau}} + A \quad (3.1-7)$$

la condición inicial para resolver la ecuación (3.1-7):

$$T(0) = T_0$$

con la condición inicial y la ecuación (3.1-6) se obtiene el valor de C

$$C = T_0 - A \quad (3.1-8)$$

se sustituye la ecuación (3.1-8) en (3.1-7).

$$T_{H_2O}(t) = (T_0 - A)e^{\frac{-t}{\tau}} + A \quad (3.1-9)$$

La ecuación (3.1-9) permite predecir el comportamiento térmico del sistema.

Para calcular el valor de las constantes se realizó lo siguiente:

Experimento 1

- Con la válvula V1 abierta se puso en operación el compresor. (Fig. 3-1).
- Se registró la temperatura del agua desde $t = 0$ hasta que prácticamente no se observó una variación significativa.

t (min.)	T(°C)
0.0	19.0
1.0	20.0
2.0	23.0
3.0	25.0
4.0	27.5
5.0	29.5
6.0	31.5
7.0	33.5
8.0	36.0
9.0	38.0
10.0	39.5

t (min.)	T(°C)
11.0	41.0
12.0	43.0
13.0	44.5
14.0	46.0
15.0	47.0
16.0	49.0
17.0	50.0
18.0	51.0
19.0	53.0
20.0	54.0
21.0	55.0

t (min)	T(°C)
22.0	55.5
23.0	57.0
24.0	58.0
25.0	59.0
26.0	60.0
27.0	60.0
28.0	61.0
29.0	62.0
30.0	63.0

Tabla 3-1.

Experimento 2.

- Con la válvula V1 abierta se puso en operación el compresor. (Fig. 3-1).
- Se registró la temperatura del agua desde $t = 0$ hasta que prácticamente no se observó una variación significativa.

t (min)	T(°C)
0.0	18.0
1.0	19.5
2.0	22.0
3.0	24.0
4.0	26.0
5.0	28.5
6.0	29.5
7.0	32.0
8.0	34.0
9.0	34.5
10.0	36.5
11.0	37.0
12.0	39.0
13.0	40.0
14.0	41.0
15.0	41.5
16.0	43.0
17.0	44.0
18.0	45.0
19.0	45.5
20.0	46.5

t (min)	T(°C)
21.0	48.0
22.0	48.5
23.0	49.0
24.0	49.0
25.0	50.0
26.0	50.0
27.0	50.5
28.0	52.0
29.0	52.5
30.0	53.0
31.0	54.0
32.0	54.0
33.0	55.5
34.0	56.0
35.0	58.0
36.0	58.0
37.0	58.0
38.0	59.0
39.0	59.5
40.0	59.5
41.0	60.0

t (min)	T(°C)
42.0	61.0
43.0	61.0
44.0	61.5
45.0	62.0
46.0	62.0
47.0	62.0
48.0	62.0
49.0	63.5
50.0	63.5
51.0	64.0
52.0	64.0
53.0	65.0
54.0	65.0
55.0	65.0
56.0	65.0
57.0	66.0
58.0	65.0
59.0	65.0
60.0	65.5
62.0	66.0

Tabla 3-2

Experimento 3.

- Con la válvula V1 abierta se puso en operación el compresor. (Fig. 3-1). La presión se mantuvo en 60 psig.
- Se registró la temperatura del agua desde $t = 0$ hasta que prácticamente no se observó una variación significativa.

t (min)	T(°C)
0.0	17.0
1.0	19.0
2.0	22.0
3.0	24.0
4.0	26.0
5.0	28.0
6.0	30.0
7.0	31.0
8.0	33.0
9.0	34.5
10.0	36.0
11.0	38.0
12.0	40.0
13.0	41.0
14.0	43.0
15.0	45.0
16.0	46.0
17.0	47.0

t (min)	T(°C)
18.0	49.0
19.0	50.0
20.0	51.0
21.0	52.0
22.0	53.0
23.0	54.0
24.0	55.0
25.0	57.0
26.0	58.0
27.0	59.0
28.0	60.0
29.0	61.0
30.0	62.0
31.0	63.0
32.0	63.0
33.0	64.0
34.0	65.0
35.0	65.0

t (min)	T(°C)
36.0	66.0
37.0	67.0
38.0	68.0
39.0	68.0
40.0	68.5
41.0	69.0
42.0	70.0
43.0	70.0
44.0	71.0
45.0	71.0
46.0	72.0
47.0	72.0
48.0	73.0
49.0	73.0
50.0	73.5
51.0	73.5

Tabla 3-3

3.2. AJUSTE DEL MODELO DE GENERACIÓN DE CALOR CON LOS DATOS EXPERIMENTALES.

Reordenando la ecuación (3.1-9)

$$A - T_{H_2O}(t) = (A - T_0) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (3.2-1)$$

para ajustar el modelo con los datos experimentales se supone el valor de A

$$(A_{sup} - (T_{H_2O})_i) = U_i \quad (A_{sup} - T_0) = B \quad (3.2-2), (3.2-2a)$$

se sustituyen las ecuaciones (3.2-2) y (3.2-2a) en la ecuación (3.2-1)

$$U_i = B \cdot e^{-\frac{t_i}{\tau}} \quad (3.2-3)$$

$$\ln(U_i) = -\frac{t_i}{\tau} + \ln(B) \quad (3.2-4)$$

se ajusta la ecuación (3.2-4) a un modelo lineal, $y(x) = m \cdot x + b$

$$m = -\frac{1}{\tau} \quad (3.2-5)$$

$$b = \ln(B) \quad (3.2-6)$$

de la ecuación (3.2-6) se puede calcular el valor de A $A_{nueva} = e^b + T_0$

A_{nueva} debe ser muy parecida con A_{sup} . Con la ecuación (3.1-6) y (3.2-5) se calcula el valor de h

$$h = \frac{m_{H_2O} \cdot Cp_{H_2O}}{\tau} \quad (3.2-7)$$

con (3.1-5a) y (3.2-7) se calcula el valor de q .

$$q = h \cdot (A_{nueva} - T_{aire}) \quad (3.2-8)$$

1. Resultados experimento 1

$E_1 :=$ Tiempo Temperatura

0.0	19.0
1.0	20.0
2.0	23.0
3.0	25.0
4.0	27.5
5.0	29.5
6.0	31.5
7.0	33.5
8.0	36.0
9.0	38.0
10.0	39.5
11.0	41.0
12.0	43.0
13.0	44.5
14.0	46.0
15.0	47.0
16.0	49.0
17.0	50.0
18.0	51.0
19.0	53.0
20.0	54.0
21.0	55.0
22.0	55.5
23.0	57.0
24.0	58.0
25.0	59.0
26.0	60.0
27.0	60.0
28.0	61.0
29.0	62.0
30.0	63.0

Tiempo := $E_1 \langle 0 \rangle$ (minutos)

Temperatura := $E_1 \langle 1 \rangle$ (°C)

$i := 0.. \text{last}(\text{Tiempo})$

$A_{\text{supuesta}} := 86.8431$

$U_i := A_{\text{supuesta}} - (E_1 \langle 1 \rangle)_i$

$F_i := \ln(U_i)$

Intersección

$b := \text{intercept}(E_1 \langle 0 \rangle, F)$

$b = 4.2172$

Pendiente

$m := \text{slope}(E_1 \langle 0 \rangle, F)$

$m = -0.0354$

Coefficiente de correlación.

$r := \text{corr}(E_1 \langle 0 \rangle, F)$

$r = -0.9991$

Temperatura inicial

$T_0 := (E_1)_{0,1}$

$T_0 = 19$

$$A_{nueva} := e^b + T_0$$

$$A_{nueva} = 86.8431$$

$$A\%_{desv} := 100 \frac{(A_{nueva} - A_{supuesta})}{A_{nueva}}$$

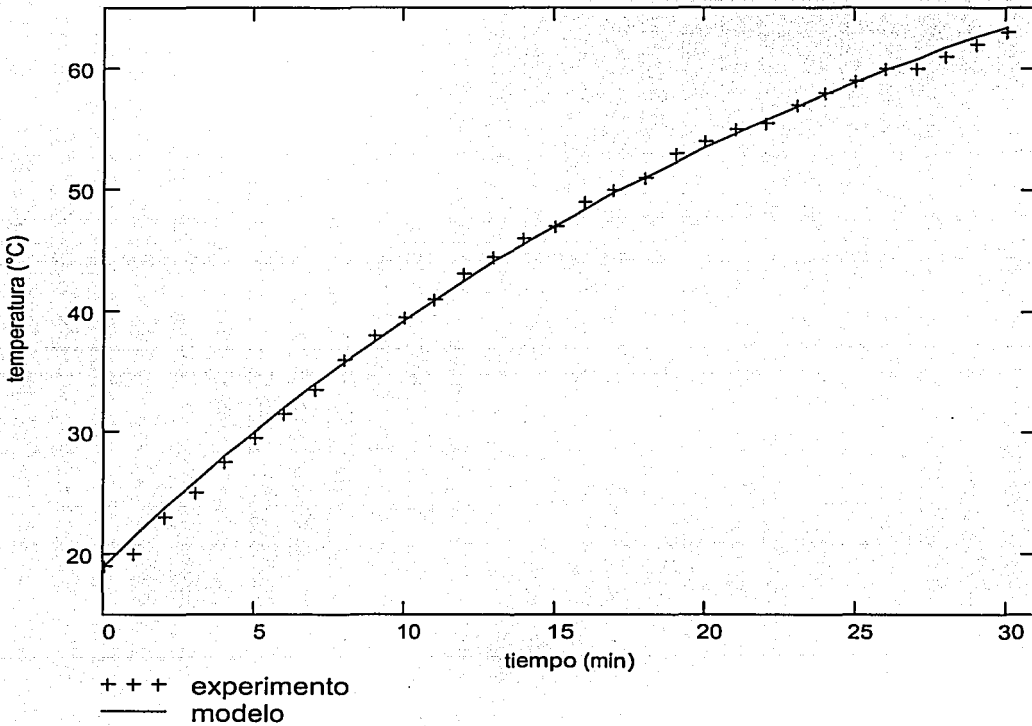
$$A\%_{desv} = -5.7774 \times 10^{-6}$$

$$\tau := \frac{-1}{m}$$

$$\tau = 28.2681$$

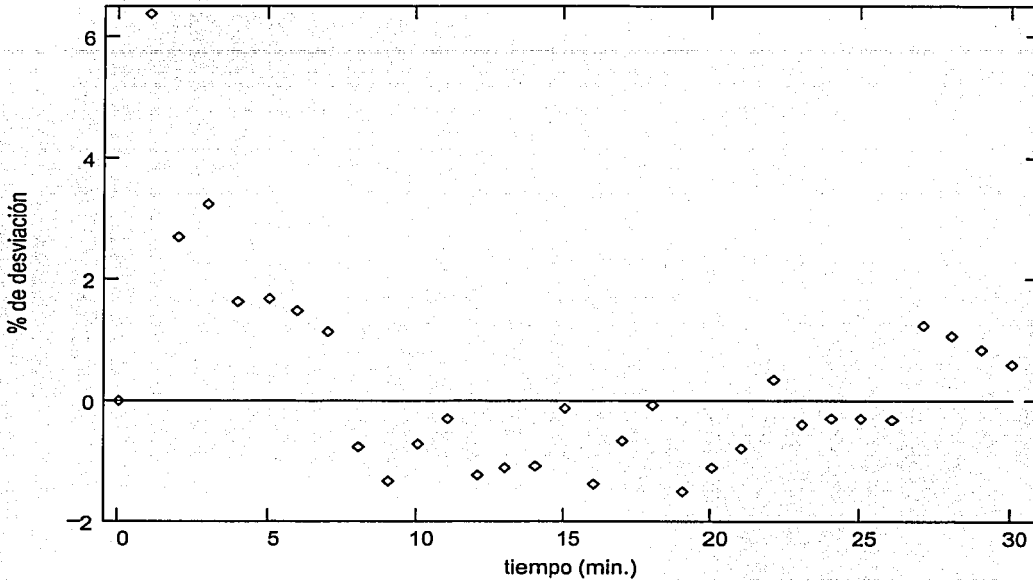
• Modelo

$$T(t) := (T_0 - A_{nueva}) e^{\frac{-t}{\tau}} + A_{nueva}$$



• Desviación del modelo

$$\%DES\bar{V}_i := \frac{T(\text{Tiempo})_i - (\text{Temperatura})_i}{T(\text{Tiempo})_i} \cdot 100$$



• *Coeficiente de transferencia de calor

$$h := \frac{1.4 \text{ kg} \cdot 4.184 \frac{\text{J}}{\text{gm} \cdot \text{K}}}{\tau \cdot \text{min}}$$

$$h = 3.4536 \frac{\text{kgm}^2}{\text{s}^3\text{K}}$$

• Calor que se genera por disipación viscosa

$$q_{E1} := h \cdot [(A_{\text{nueva}} - 19) \text{ K}]$$

$$q_{E1} = 234.3029 \text{ W}$$

2. Resultados experimento 2

E₂ := tiempo temperatura

0.0	18.0
0.0	18.0
1.0	19.5
2.0	22.0
3.0	24.0
4.0	26.0
5.0	28.5
6.0	29.5
7.0	32.0
8.0	34.0
9.0	34.5
10.0	36.5
11.0	37.0
12.0	39.0
13.0	40.0
14.0	41.0
15.0	41.5
16.0	43.0
17.0	44.0
18.0	45.0
19.0	45.5
20.0	46.5
21.0	48.0
22.0	48.5
23.0	49.0
24.0	49.0
25.0	50.0
26.0	50.0
27.0	50.5
28.0	52.0
29.0	52.5
30.0	53.0
31.0	54.0
32.0	54.0
33.0	55.5
34.0	56.0
35.0	58.0
36.0	58.0
37.0	58.0
38.0	59.0
39.0	59.5
40.0	59.5
41.0	60.0
42.0	61.0

Tiempo := E₂ <0> (minutos)

Temperatura := E₂ <1> (°C)

i := 0..last(Tiempo)

A_{supuesta} := 70.9293

U_i := A_{supuesta} - (E₂ <1>)_i

F_i := ln(U_i)

Intersección

b := intercept(E₂ <0> , F) b = 3.969

Pendiente

m := slope(E₂ <0> , F) m = -0.0388

Coefficiente de correlación.

r := corr(E₂ <0> , F) r = -0.9974

Temperatura inicial

T₀ := (E₂)_{0,1}

T₀ = 18

$$A_{nueva} := e^b + T_0$$

$$A_{nueva} = 70.9293$$

$$A\%_{desv} := 100 \frac{(A_{nueva} - A_{supuesta})}{A_{nueva}}$$

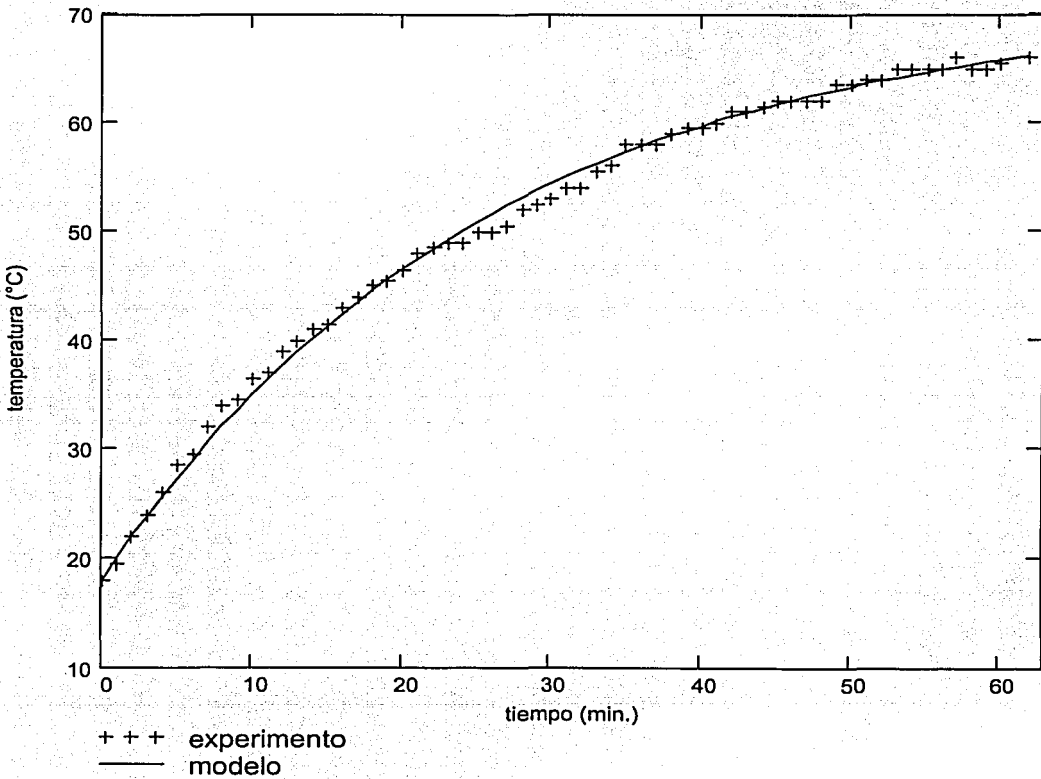
$$A\%_{desv} = -1.13 \times 10^{-5}$$

$$\tau := \frac{-1}{m}$$

$$\tau = 25.7692$$

• Modelo

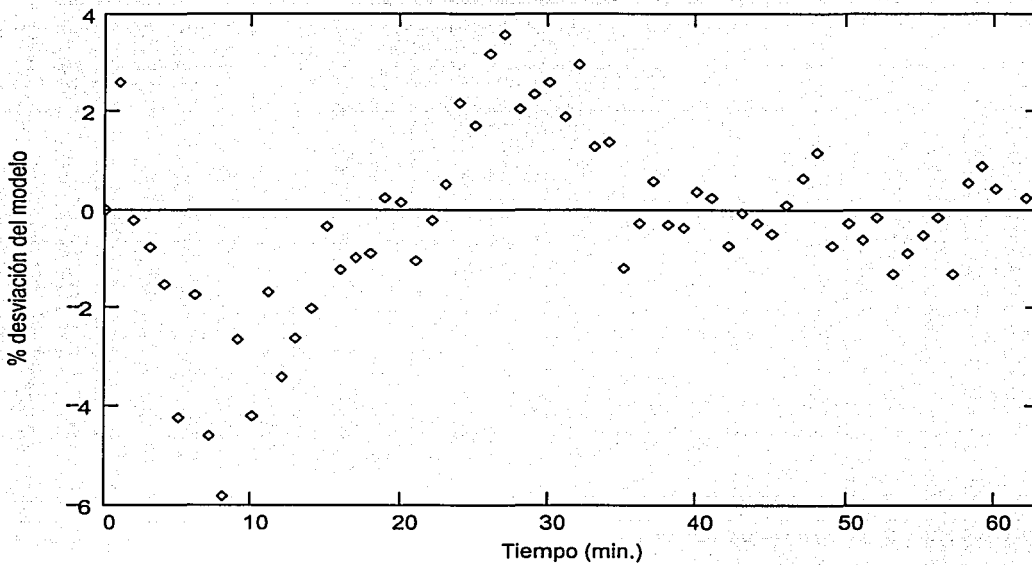
$$T(t) := (T_0 - A_{nueva}) \cdot e^{\frac{-t}{\tau}} + A_{nueva}$$



• **Desviación del modelo**

$k := 0.. \text{last}(\text{Tiempo})$

$$\% \text{DESV}_k := \frac{T(\text{Tiempo})_k - (\text{Temperatura})_k}{T(\text{Tiempo})_k} \cdot 100$$



• ***Coeficiente de transferencia de calor**

$$h := \frac{1.4 \text{ kg} \cdot 4.184 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{\tau \cdot \text{min}}$$

$$h = 3.7885 \frac{\text{kg m}^2}{\text{s}^3 \text{K}}$$

• **Calor que se genera por disipación viscosa**

$$q_{E2} := h \cdot [(A_{\text{nueva}} - 18) \text{ K}]$$

$$q_{E2} = 200.5227 \text{ W}$$

3. Resultados experimento 3 con el sistema presurizado

$E_3 :=$ tiempo temperatura

0	17
1	19
2	22
3	24
4	26
5	28
6	30
7	31
8	33
9	34.5
10	36
11	38
12	40
13	41
14	43
15	45
16	46
17	47
18	49
19	50
20	51
21	52
22	53
23	54
24	55
25	57
26	58
27	59
28	60
29	61
30	62
31	63
32	63
33	64
34	65
35	65
36	66
37	67
38	68
39	68
40	68.5
41	69

Tiempo := $E_3 \langle 0 \rangle$ (minutos)

Temperatura := $E_3 \langle 1 \rangle$ (°C)

$i := 0..last(E_3 \langle 0 \rangle)$ $A_{supuesta} := 86.5902$

$U_{3_i} := A_{supuesta} - (E_3 \langle 1 \rangle)_i$ $F_{3_i} := \ln(U_{3_i})$

Intersección

$b := intercept(E_3 \langle 0 \rangle, F_3)$ $b = 4.2426$

Pendiente

$m := slope(E_3 \langle 0 \rangle, F_3)$ $m = -0.0337$

Coefficiente de correlación

$r := corr(E_3 \langle 0 \rangle, F_3)$ $r = -0.9995$

Temperatura inicial

$T_0 := E_{3_{0,1}}$ $T_0 = 17$

$$A_{nueva} := e^b + T_0$$

$$A_{nueva} = 86.5902$$

$$A\%_{desv} := 100 \frac{(A_{nueva} - A_{supuesta})}{A_{nueva}}$$

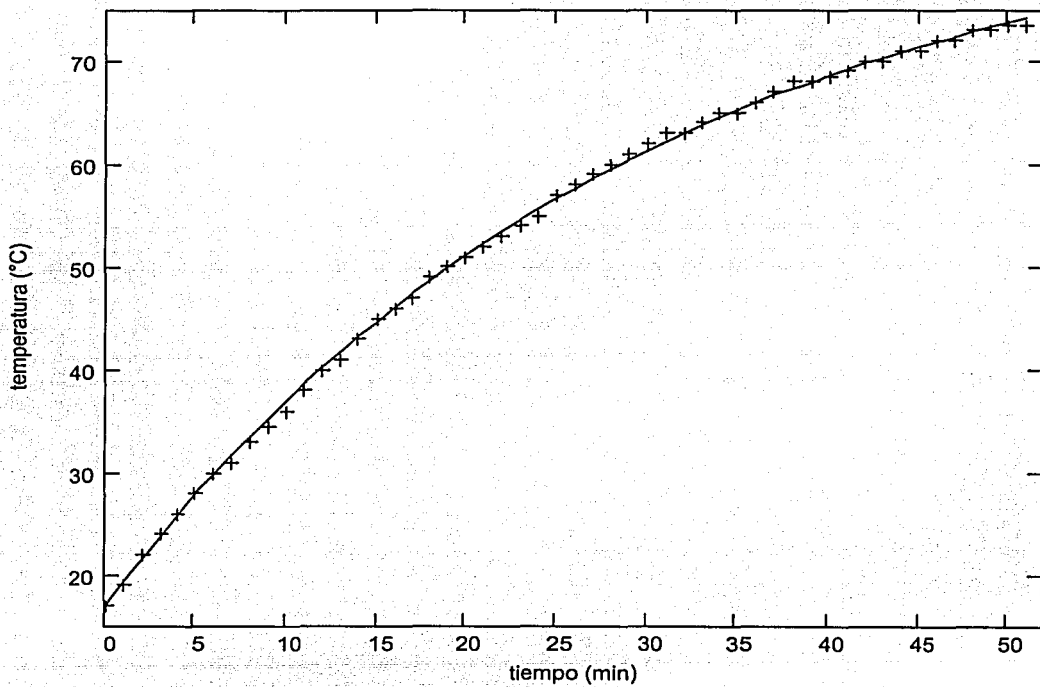
$$A\%_{desv} = -1.13 \times 10^{-5}$$

$$\tau := \frac{-1}{m}$$

$$\tau = 29.6393$$

• Modelo

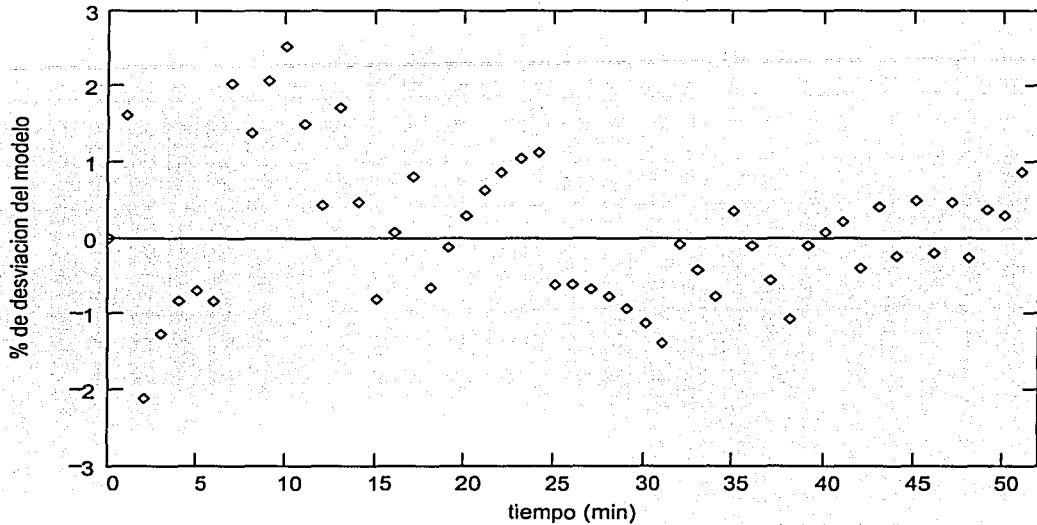
$$T(t) := (T_0 - A_{nueva}) \cdot e^{\frac{-t}{\tau}} + A_{nueva}$$



+++ experimento
 ————— modelo

• **Desviación del modelo**

$$\%DESV_i := 100 \frac{T(\text{Tiempo})_i - (\text{Temperatura})_i}{T(\text{Tiempo})_i}$$



• ***coeficiente de transferencia de calor**

$$h := \frac{1.4 \text{ kg} \cdot 4.184 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{\tau \cdot \text{min}}$$

$$h = 3.2938 \frac{\text{kg m}^2}{\text{s}^3 \text{K}}$$

• **Calor que se genera por disipación viscosa**

$$q_{E3} := h \cdot [(A_{\text{nueva}} - 17) \text{ K}]$$

$$q_{E3} = 229.2179 \text{ W}$$

$$q_{E1} = 234.3029 \text{ W}$$

$$q_{E2} = 200.5227 \text{ W}$$

$$q_{E3} = 229.2179 \text{ W}$$

El calor generado por disipación viscosa es aproximadamente 250Joule/s.

3.3. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO DE INYECCIÓN.

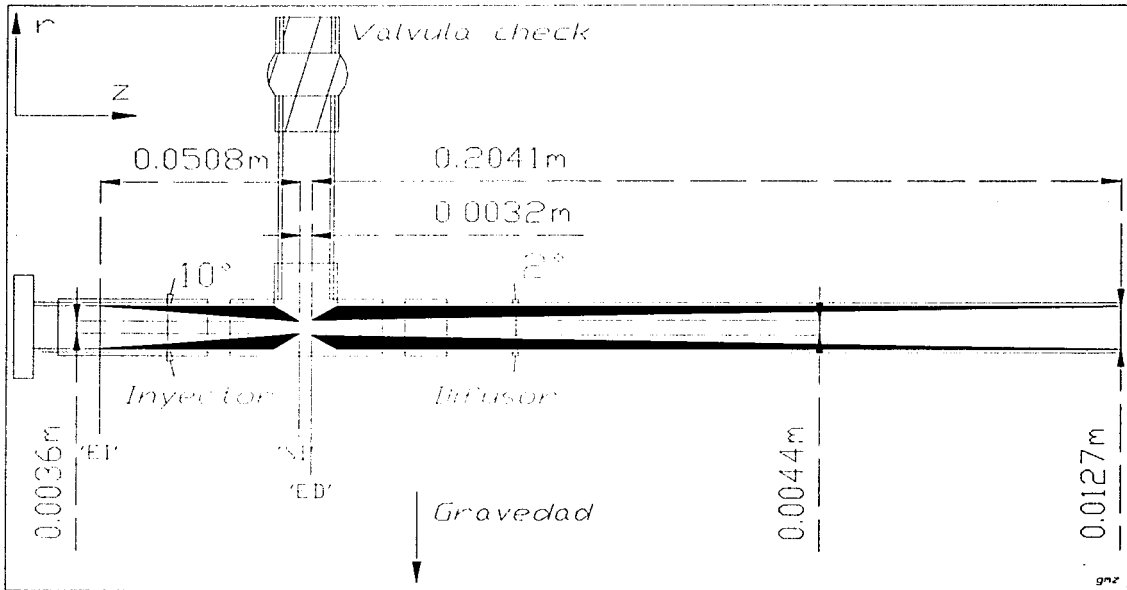


Fig. 3-2

Se realiza un balance de energía mecánica de 'EI' a 'SI'.

Rapidez de cambio de la energía cinética.

$$\frac{d}{dt} \int_{V_a(t)} \frac{1}{2} \rho v^2 dV \quad V_a(t) = \text{volumen arbitrario} \quad (3.3-1)$$

+ Flux neto de energía que sale del sistema.

$$+ \int_{A_e} \frac{1}{2} \rho v^2 \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA \quad A_e = \text{area de entradas y salidas} \quad (3.3-2)$$

= Rapidez de trabajo hecho en el sistema en las entradas y salidas

$$= \int_{A_e} \mathbf{v} \cdot \mathbf{t}_{(n)} dA \quad (3.3-3)$$

- Rapidez de trabajo hecho en el sistema por la gravedad

$$-\int_{A_e} \rho \phi \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA, \mathbf{g} = -\nabla \phi \quad (3.3-4)$$

+ Rapidez de trabajo hecho por las superficies sólidas en movimiento

$$+W \quad (3.3-5)$$

- Rapidez de disipación viscosa de la energía interna

$$-E_v \quad (3.3-6)$$

Para un sistema en estado estacionario el balance de energía mecánica se reduce a:

$$\int_{A_e} \frac{1}{2} \rho v^2 \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \int_{A_e} \mathbf{v} \cdot \mathbf{t}_{(n)} dA - \int_{A_e} \rho \phi \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA - E_v \quad (3.3-7)$$

en la entrada y salida:

$$n = \pm \hat{K}$$

$$\int_{A_e} \frac{1}{2} \rho v^2 \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = -\frac{1}{2} \rho \langle v^3 \rangle_{EI} A_{EI} + \frac{1}{2} \rho \langle v^3 \rangle_{SI} A_{SI} \quad (3.3-8)$$

$$\int_{A_e} \mathbf{v} \cdot \mathbf{t}_{(n)} dA = \langle p v \rangle_{EI} A_{EI} - \langle p v \rangle_{SI} A_{SI} \quad (3.3-9)$$

$$\int_{A_e} \rho \phi \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = -\rho \langle \phi v \rangle_{EI} A_{EI} + \rho \langle \phi v \rangle_{SI} A_{SI} \quad (3.3-10)$$

Se puede suponer que una fracción (f) de la energía cinética se transforma en energía térmica.

$$E_v = (f) \left[\int_{A_e} \frac{1}{2} \rho v^2 \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA \right] \quad (3.3-11)$$

se sustituyen las ecuaciones (3.3-8), (3.3-9), (3.3-10) y (3.3-11) en (3.3-7) y se puede hacer la aproximación de que los perfiles de velocidad son planos

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \rho \left[\langle v \rangle_{SI}^3 A_{SI} - \langle v \rangle_{EI}^3 A_{EI} \right] &= \langle v \rangle_{EI} \langle \rho \rangle_{EI} \langle A \rangle_{EI} - \langle v \rangle_{SI} \langle \rho \rangle_{SI} \langle A \rangle_{SI} \\ &\quad - \rho \left[\langle \phi \rangle_{SI} \langle v \rangle_{SI} \langle A \rangle_{SI} - \langle \phi \rangle_{EI} \langle v \rangle_{EI} \langle A \rangle_{EI} \right] \\ &\quad - f \frac{1}{2} \rho \left(\langle v \rangle_{SI}^3 A_{SI} - \langle v \rangle_{EI}^3 A_{EI} \right) \end{aligned} \quad (3.3-12)$$

$$(1 + f) \left(\langle v \rangle_{SI}^2 - \langle v \rangle_{EI}^2 \right) = \frac{2}{\rho} \left[\langle \rho + \rho \phi \rangle_{EI} - \langle \rho + \rho \phi \rangle_{SI} \right] \quad (3.3-12a)$$

se aplica el balance macroscópico de materia para un fluido incompresible

$$\langle v \rangle_{SI} A_{SI} = \langle v \rangle_{EI} A_{EI} \quad (3.3-13)$$

se sustituye la ecuación (5.3-13) en la ecuación (5.3-12a) y se simplifica

$$\langle v \rangle_{SI} A_{SI} = A_{SI} \sqrt{\frac{1}{1+f}} \sqrt{\frac{2 \left[\langle \rho + \rho \phi \rangle_{EI} - \langle \rho + \rho \phi \rangle_{SI} \right]}{\rho \left[1 - (A_{SI}/A_{EI})^2 \right]}} \quad (3.3-14)$$

ϕ es función lineal de z , el promedio es la línea central de la tubería ($r = 0$).

$$\langle \phi \rangle_1 - \langle \phi \rangle_2 = 0$$

La presión en 'SI' no es función lineal de z debido a que las líneas de corriente son curvas, y en forma estricta no se puede sustituir la presión promedio por la presión en la línea central, pero si se desprecia este efecto y se sustituye la presión promedio por la presión por la presión en la línea central y se obtiene una expresión de la forma:

$$\langle v \rangle_2 = \sqrt{\frac{1}{1+f}} \sqrt{\frac{2 \left[p_{EI} - p_{SI} \right]}{\rho \left[1 - (A_{SI}/A_{EI})^2 \right]}} \quad (3.3-15)$$

se define C y β :

$$C = \sqrt{\frac{1}{1+f}}$$

$$\beta = \frac{A_{SI}}{A_{EI}}$$

$$\langle v \rangle_2 = C \sqrt{\frac{2[p_{EI} - p_{SI}]}{\rho[1 - \beta^2]}} \quad (3.3-16)$$

$$A(D) := \frac{\pi}{4} D^2$$

$$\rho_{H_2O} := 0.9974 \frac{\text{kg}}{\text{L}}$$

$$\mu_{H_2O} := 8.9663 \times 10^{-4} \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

$$D_{EI} := 0.0127\text{m}$$

$$D_{SI} := 0.0036\text{m}$$

$$D_{ED} := 0.0044\text{m}$$

$$\beta := \frac{A(D_{SI})}{A(D_{EI})}$$

$$\beta = 0.0791$$

Para estimar el valor del coeficiente C , de la ecuación (3.3-16), se midió el flujo volumétrico en la salida del inyector al mismo tiempo que se registraba la presión en la entrada al inyector (p_{EI}) con este flujo se calculó $\langle v \rangle_2$; se sustituyen los valores de p_{EI} y $\langle v \rangle_2$ en la ecuación (3.3-16)

datos :=

12	7.6
18	9.25
20	9.8
34	12.75

$$\text{presion} := \text{datos} \langle 0 \rangle \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$\text{flujos} := \text{datos} \langle 1 \rangle \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

$$i := 0..3$$

$$V_{\text{exp}_i} := \frac{\text{flujos}_i}{A(D_{Si})}$$

$$V_{\text{exp}} = \begin{pmatrix} 12.6341 \\ 15.3807 \\ 16.3002 \\ 21.2069 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{\text{teo}_i} := \sqrt{2g \cdot \frac{\left(\text{presion}_i - 0 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \right)}{\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (1 - \beta^2)}}$$

$$V_{\text{teo}} = \begin{pmatrix} 12.9209 \\ 15.8248 \\ 16.6808 \\ 21.7491 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_i := \frac{V_{\text{exp}_i}}{V_{\text{teo}_i}}$$

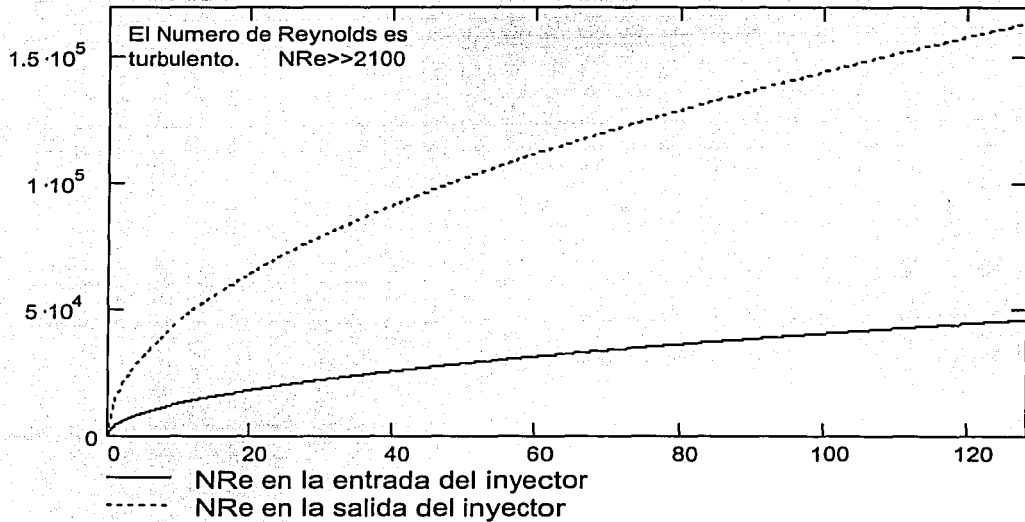
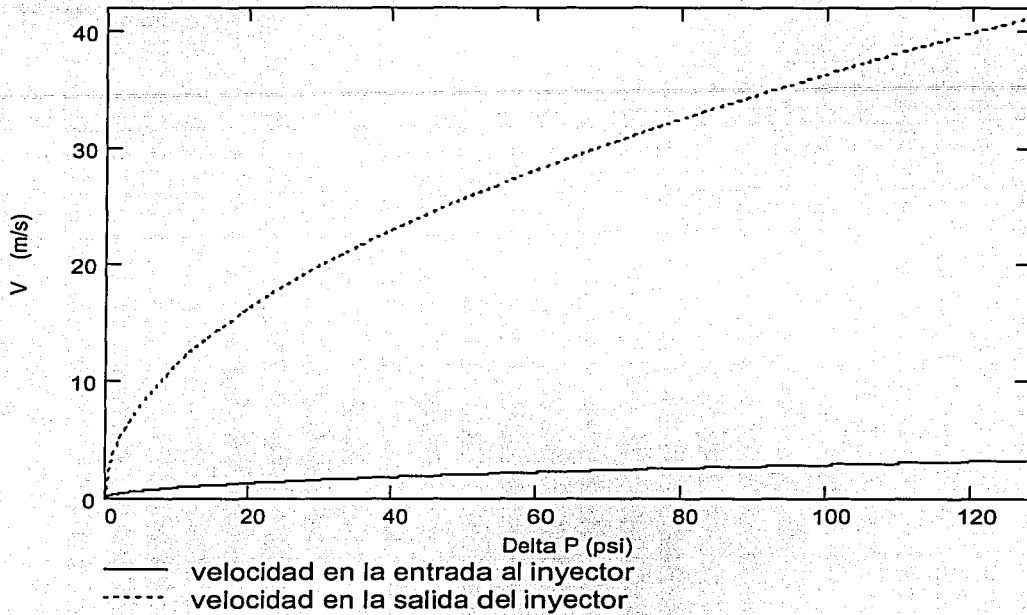
$$c = \begin{pmatrix} 0.9778 \\ 0.9719 \\ 0.9772 \\ 0.9751 \end{pmatrix}$$

$$C := \frac{\sum_i c_i}{4}$$

$$C = 0.9755$$

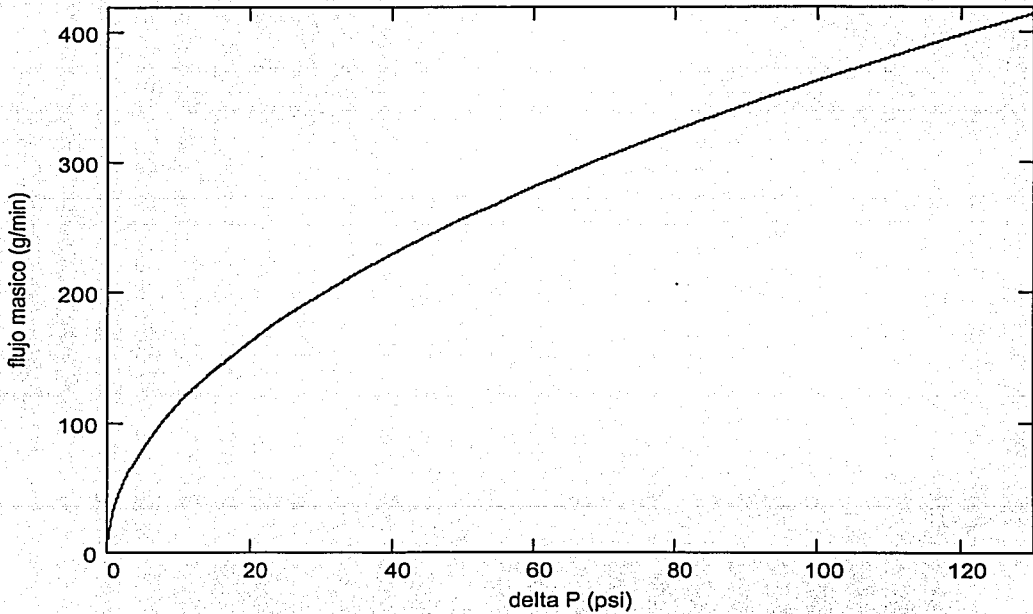
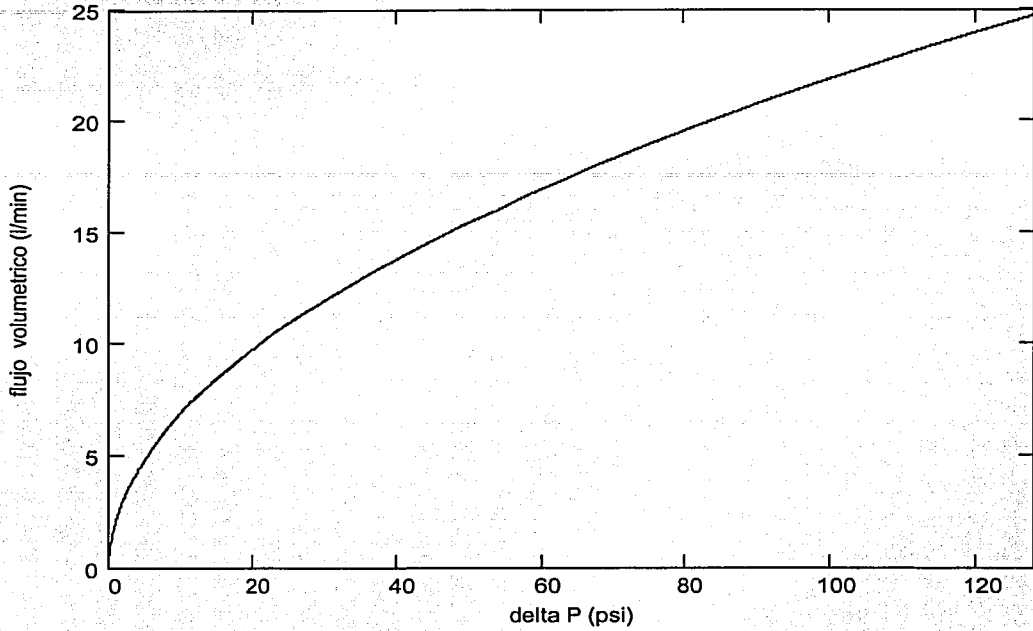
$$V_{SI}(\Delta P) := C \sqrt{\frac{2g \left(\Delta P \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \right)}{\rho_{H_2O} (1 - \beta^2)}}$$

$$V_{EI}(\Delta P) := V_{SI}(\Delta P) \cdot \frac{A(D_{SI})}{A(D_{EI})}$$



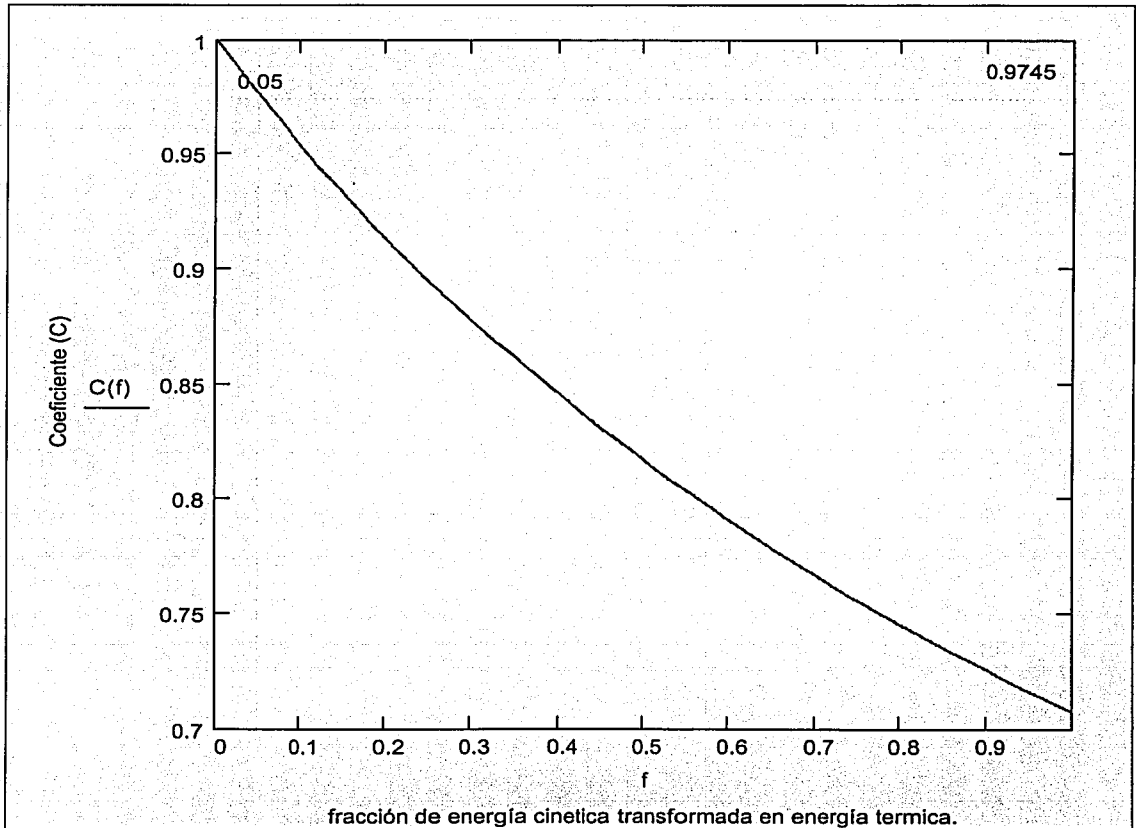
$$Q(\Delta P) := V_{SI}(\Delta P) \cdot A(D_{SI})$$

$$W(\Delta P) := Q(\Delta P) \cdot \rho_{H_2O}$$



3.4. FRACCIÓN DE ENERGÍA CINÉTICA QUE SE PIERDE EN EL INYECTOR DIFUSOR, POR DISIPACIÓN VISCOSA.

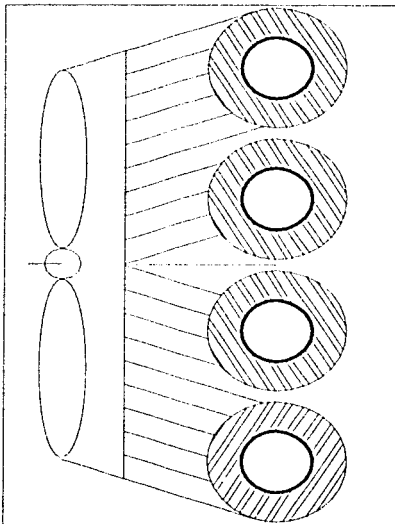
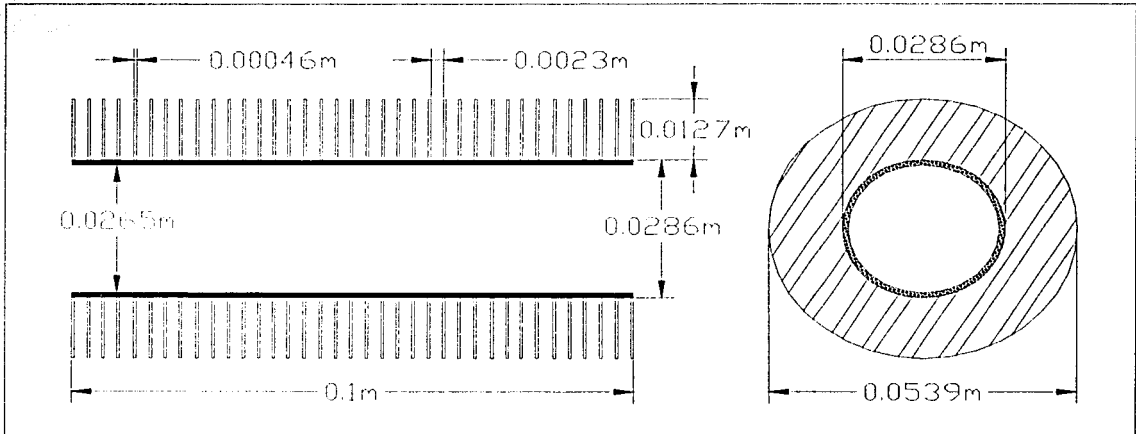
$$C(f) = \sqrt{\frac{1}{1+f}} \quad (3.4-1)$$



En esta grafica podemos observar que la perdida de energía cinética por disipación viscosa en el inyector no es mayor al 5%.

3.5. CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Con "el ajuste del modelo de generación de calor con los datos experimentales" se calculó que por disipación viscosa se generan aproximadamente 250W y de la compresión del gas se generan 50W, entonces se diseñó un cambiador de calor de tubos aletados para disipar éste calor.



• Geometría básica .

$D_0 := 1.125\text{in}$ Diámetro exterior de tubo $D_i := 1.045\text{in}$ Diámetro interior de tubo

$l_f := 0.5\text{in}$ Altura de aleta $t_f := 0.018\text{in}$ Espesor de aleta

$k_{\text{Cu}} := 401 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$ Conductividad térmica del cobre

$n_f := \frac{360}{1\text{m}}$ Número de aletas por unidad de longitud de tubo

$A_i := \frac{\pi D_i \cdot 1\text{m}}{1\text{m}}$ $A_i = 0.0834\text{ m}$ Superficie interior total por unidad de longitud de tubo

$A_{P0} := \frac{\pi D_0 (1 - n_f t_f) 1\text{m}}{1\text{m}}$ $A_{P0} = 0.0750\text{ m}$ Area exterior primaria por unidad de longitud de tubo

$A_{f0} := \frac{\pi [2 l_f (D_0 + l_f) + t_f (D_0 + 2 l_f)] n_f \cdot 1\text{m}}{1\text{m}}$ $A_{f0} = 1.2136\text{ m}$ Area de las aletas por unidad de longitud de tubo

$A_0 := A_{P0} + A_{f0}$ $A_0 = 1.2886\text{ m}$ Area exterior total por unidad de longitud de tubo

• Cálculo del coeficiente de transferencia de calor exterior promedio.

$$\rho_{\text{aire}} := 1.1614 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \mu_{\text{aire}} := 184 \times 10^{-7} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \quad C_{p\text{aire}} := 1.007 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$k_{\text{aire}} := 26.3 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad \text{fluj}_{\text{Oaire}} := 800 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \quad W_{\text{aire}} := \text{fluj}_{\text{Oaire}} \cdot \rho_{\text{aire}}$$

$$a_s := \left[\pi (0.25 \text{ m})^2 \right] - (4 D_0 \cdot 0.5 \text{ m}) - \left(4 \cdot 2 \cdot t_f l_f \frac{360}{\text{m}} \cdot 0.5 \text{ m} \right)$$

$$a_s = 0.1308 \text{ m}^2 \quad \text{Area efectiva de flujo}$$

$$\rho_p := 2 \left[(2 l_f \cdot n_f) + (1 - n_f t_f) \right] \text{ m} \quad \rho_p = 19.9588 \text{ m} \quad \text{Perímetro proyectado}$$

$$D_e := \frac{2 \cdot A_0 \cdot 1 \text{ m}}{\pi \rho_p} \quad D_e = 0.0411 \text{ m} \quad \text{Diámetro equivalente}$$

$$\text{NRe}_{\text{aire}} := \frac{D_e \frac{W_{\text{aire}}}{a_s}}{\mu_{\text{aire}}} \quad \text{NRe}_{\text{aire}} = 4406.3633$$

Con el NRe_{aire} y la grafica 16.18

(Procesos de transferencia de calor, Kern)

transferencia de calor y caída de presión en aletas transversales calculamos J_f

$$J_f = \frac{h_f \cdot D_e}{k} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad J_f := 40$$

$$h_f := J_f \frac{k_{\text{aire}}}{D_e} \left(\frac{C_{p\text{aire}} \mu_{\text{aire}}}{k_{\text{aire}}} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad h_f = 28.7644 \frac{\text{kg}}{\text{s}^3 \text{K}}$$

$$R_{f0} := 0.0005 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \quad \text{Factor de obstrucción basado en el area exterior total (R}_{f0}\text{)}$$

$$h_0 := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_f} \right) + R_{f0}} \quad h_0 = 28.3565 \frac{\text{kg}}{\text{s}^3 \text{K}}$$

• **Cálculo de la eficiencia de la aleta η_f**

Ec. 3.89 de "Fundamentals Of Heat And Mass Transfer", Frank P. Incropera

$$L_C := l_f + \frac{t_f}{2} \quad A_p := L_C \cdot t_f \quad mL_c := \left(\frac{2 h_0}{k_{Cu} \cdot A_p} \right)^{\frac{1}{2}} (L_C)^{\frac{3}{2}}$$

$$\eta_f := \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad \eta_f = 0.9831$$

• **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor efectiva.**

$$h_e := h_0 \cdot (\eta_f \cdot A_{f0} + A_{p0}) \quad h_e = 35.9591 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^3 \text{K}}$$

$$R_0 := \frac{1}{h_e} \cdot (A_0) \quad R_0 = 0.0358 \frac{\text{s}^3 \text{K}}{\text{kg}}$$

- **Cálculo de la resistencia a la transferencia de calor por la pared del tubo**

$$A_m := \frac{\frac{\pi D_0 \cdot 1m}{1m} - \frac{\pi D_i \cdot 1m}{1m}}{\ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right)}$$

$$A_m = 0.0865 \text{ m}$$

Area media logarítmica por unidad de longitud

$$R_{W0} := \left(\frac{\frac{D_0}{2} - \frac{D_i}{2}}{k_{Cu}} \right) \left(\frac{A_0}{A_m} \right)$$

$$R_{W0} = 3.7727 \times 10^{-5} \frac{s^3 K}{kg}$$

- **Cálculo del coeficiente promedio de transferencia de calor por convección.**

$$v_{H2O} = 1.391325 \frac{ft}{s}$$

$$T_{H2O} = 77^\circ F$$

Con la velocidad y temperatura del agua calculamos h_i de la curva de transferencia de calor Fig 25 (Procesos de transferencia de calor, Kern)

$$h_i := \left(380 \frac{tBTU}{hr \cdot ft^2 \cdot R} \right) \cdot 0.9$$

$$h_i = 1.9407 \times 10^3 \frac{kg}{s^3 K}$$

$$R_{fi} := 0.0005 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Factor de obstrucción basado en el area interior

$$R_{i0} := \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \cdot \left(\frac{A_0}{A_i} \right)$$

$$R_{i0} = 0.0157 \frac{s^3 K}{kg}$$

- Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor basado en el area total exterior

$$U_0 := \frac{1}{R_0 + R_{W0} + R_{i0}}$$

$$U_0 = 19.394 \frac{\text{kg}}{\text{s}^3 \text{K}}$$

$$\Delta T := 5\text{K}$$

Diferencia de temperaturas.

$$Q := 250\text{W}$$

calor abatido

$$\text{Area} := \frac{Q}{\Delta T \cdot U_0}$$

$$\text{Area} = 2.5781 \text{m}^2$$

Area de transferencia

$$\text{longitud} := \frac{\text{Area}}{A_0}$$

$$\boxed{\text{longitud} = 2.001 \text{m}}$$

Longitud de tubo aletado

$$T_{\text{aire}} := (273.15 + 20)\text{K}$$

$$T_{\text{aire}} = 293.15\text{K}$$

Temperatura del aire

$$T_i := \Delta T + T_{\text{aire}}$$

$$T_i = 298.15\text{K}$$

Temperatura dentro del tubo

$$\Delta T := 7\text{K}$$

$$Q := 350\text{W}$$

calor abatido

$$\text{Area} := \frac{Q}{\Delta T \cdot U_0}$$

$$\text{Area} = 2.5781 \text{m}^2$$

Area de transferencia

$$\text{longitud} := \frac{\text{Area}}{A_0}$$

$$\boxed{\text{longitud} = 2.001 \text{m}}$$

Longitud de tubo aletado

$$T_{\text{aire}} := (273.15 + 20)\text{K}$$

$$T_{\text{aire}} = 293.15\text{K}$$

Temperatura del aire

$$T_i := \Delta T + T_{\text{aire}}$$

$$T_i = 300.15\text{K}$$

Temperatura dentro del tubo

Cálculo de la caída de presión en el intercambiador de calor

Diametro interno de los tubos del intercambiador

$$D_{TC} := 1.045 \text{ in}$$

Velocidad en la salida del inyector

$$V_{SI}(\Delta p) := C \frac{2 g \left(\Delta p \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \right)}{\sqrt{\rho_{H2O} (1 - \beta^2)}}$$

Velocidad en la entrada del inyector

$$V_{EI}(\Delta p) := V_{SI}(\Delta p) \frac{A(D_{SI})}{A(D_{EI})}$$

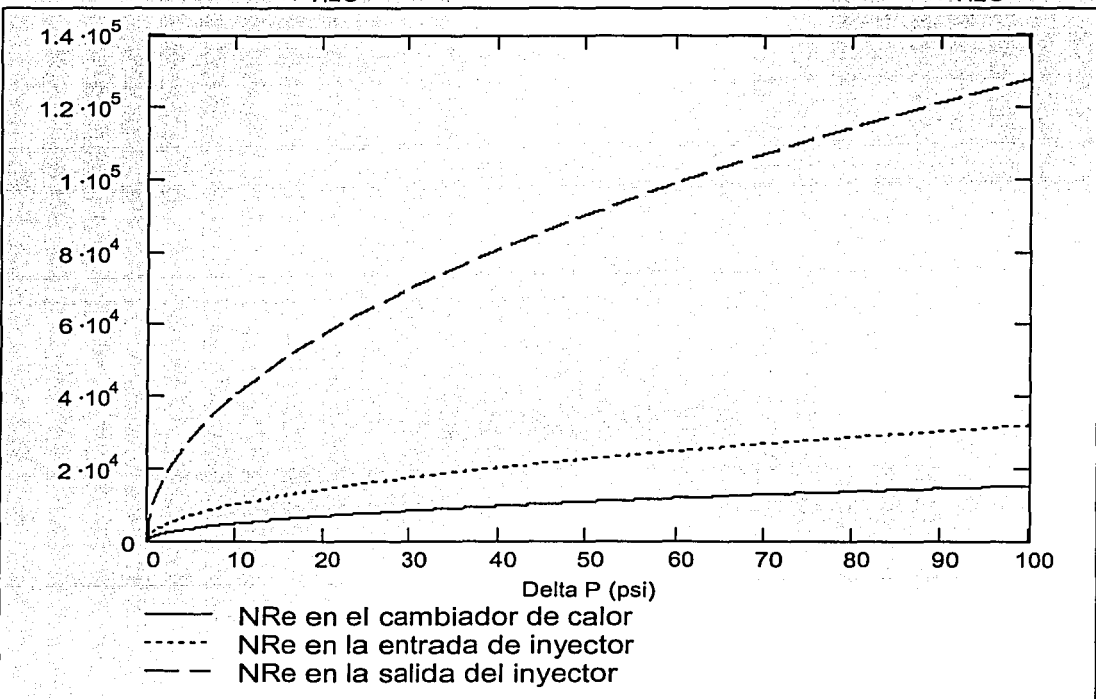
Velocidad en los tubos del intercambiador

$$V_{TC}(\Delta p) := V_{SI}(\Delta p) \frac{A(D_{SI})}{A(D_{TC})}$$

$$NRe_{EI}(\Delta p) := \frac{D_{EI} \cdot V_{EI}(\Delta p) \cdot \rho_{H2O}}{\mu_{H2O}}$$

$$NRe_{SI}(\Delta p) := \frac{D_{SI} \cdot V_{SI}(\Delta p) \cdot \rho_{H2O}}{\mu_{H2O}}$$

$$NRe_{TC}(\Delta p) := \frac{D_{TC} \cdot V_{TC}(\Delta p) \cdot \rho_{H2O}}{\mu_{H2O}}$$



factor de fricción para tubo liso y NRe 100000, de la figura 6.2-3 de Transfer Operations, Greenkorn R.

$$f := 0.024$$

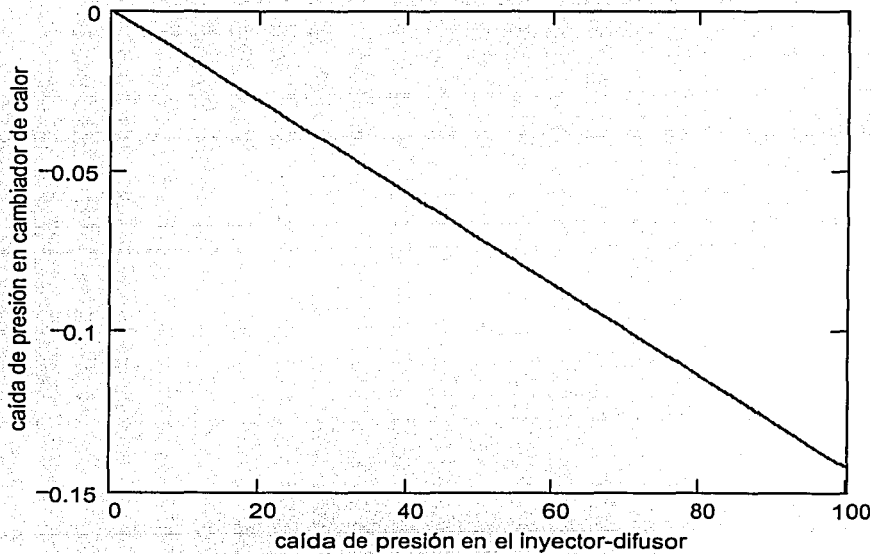
perdidas por fricción en tubo recto

$$h_f(\Delta p) := \frac{f}{D_{TC}} \cdot \left[\frac{V_{TC}(\Delta p)^2}{2g} \cdot (2m) \right] \quad h_f(85) = 0.0211 \text{ m}$$

perdidas por fricción en los accesorios, 8 codos de 90°

$$h_m(\Delta p) := \frac{V_{TC}(\Delta p)^2}{2g} \cdot (8 \cdot 30 \cdot 0.023) \quad h_m(85) = 0.0643 \text{ m}$$

$$\text{delta_presion}(\Delta p) := [(-h_f(\Delta p) - h_m(\Delta p)) \cdot \rho_{H_2O} \cdot g]$$



las caídas de presión están en psig

3.6. MODELO MATEMÁTICO PARA CALCULAR LA PRESIÓN QUE ALCANZA EL COMPRESOR POR INYECCIÓN.

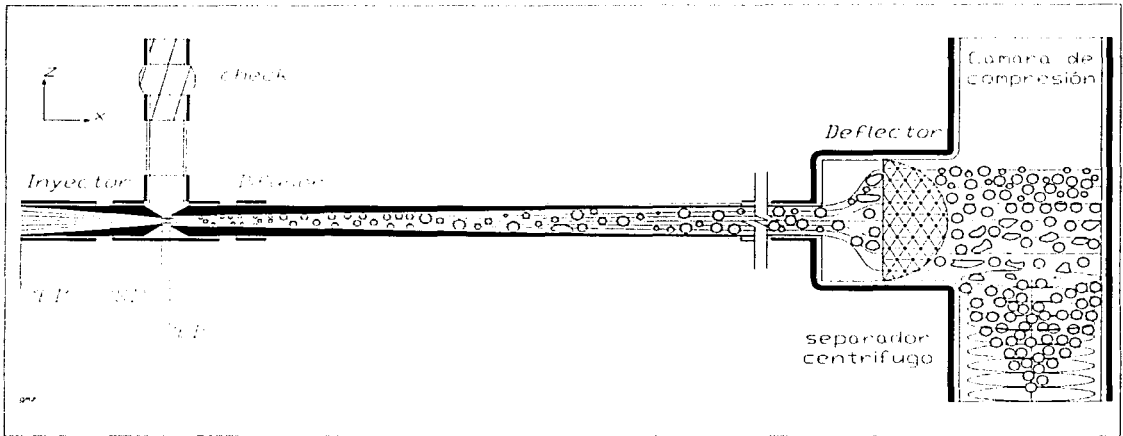


Fig. 3.4

Se hace un balance de momentum de la salida del inyector ('SI') a la salida del difusor.('SD').

rapidez de cambio de momentum en el volumen de control.

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \rho v dV \quad (3.6-1)$$

flux neto de momentum que sale del volumen de control.

$$+ \int_{A_c(t)} (\rho v) \underline{v} \cdot \underline{n} dA \quad (3.6-2)$$

fuerza de gravedad.

$$= \int_{V_c(t)} \rho g dV \quad (3.6-3)$$

fuerza en la superficie.

$$+ \int_{Aa(t)} \mathbf{t}_{(n)} dA \quad (3.6-4)$$

Se puede suponer estado estacionario

$$\frac{d}{dt} \int_{Va(t)} \rho \mathbf{v} dV \approx 0$$

y el balance de momentum queda de la siguiente forma:

$$\int_{Ae} (\rho \mathbf{v}) \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \int_{Va} \rho \mathbf{g} dV + \int_{Aa} \mathbf{t}_{(n)} dA \quad (3.6-5)$$

se desprecian los efectos de \mathbf{g} debido a que el flujo es unidireccional, solo en dirección x

$$\int_{Ae} (\rho \mathbf{v}) \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \int_{Aa} \mathbf{t}_{(n)} dA \quad (3.6-6)$$

el flujo es turbulento, ($NRe \gg 2.1 \times 10^3$) los efectos inerciales son mas importantes que los efectos viscosos se hace la aproximación de que los perfiles de velocidad son planos.

Se hace el producto escalar de la ecuación (5.6-2) por el vector unitario \hat{i}

$$\int_A \hat{i} \cdot (\rho \mathbf{v}) \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA$$

$$(\hat{i} \cdot \mathbf{v}) = \hat{i} \cdot (v_x + v_y + v_z) = (1)(v_x)(\cos 0^\circ) + (1)(v_y)(\cos 90^\circ) + (1)(v_z)(\cos 90^\circ) = v_x$$

$$\int_{Ae} \hat{i} \cdot (\rho \mathbf{v}) \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \int_{Ae} (\rho v_x) \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA \quad (3.6-7)$$

$$\int_{Ae} \hat{i} \cdot \mathbf{t}_{(n)} dA$$

$$\mathbf{t}_{(n)} = -n\bar{p} + \mathbf{n} \cdot \underline{\tau} \quad (\text{vector de esfuerzos})$$

$$\mathbf{n} \cdot \underline{\tau} = \hat{i}[n_x\tau_{xx} + n_y\tau_{yx} + n_z\tau_{zx}] + \hat{j}[n_x\tau_{xy} + n_y\tau_{yy} + n_z\tau_{zy}] + \hat{k}[n_x\tau_{xz} + n_y\tau_{yz} + n_z\tau_{zz}]$$

en el volumen de control:

$$n_x = \pm 1 \quad n_y = 0 \quad n_z = 0$$

$$\mathbf{t}_{(n)} = -n\bar{p} + \hat{i}n_x\tau_{xx} + \hat{j}n_x\tau_{xy} + \hat{k}n_x\tau_{xz}$$

$$\hat{i} \cdot \mathbf{t}_{(n)} = -p\mathbf{n} \cdot \hat{i} + n_x\tau_{xx}$$

para un fluido newtoniano el componente del vector de esfuerzos es.

$$\tau_{xx} = 2\mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} \right), \text{ pero } \frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (\text{flujo unidireccional})$$

$$\hat{i} \cdot \mathbf{t}_{(n)} = -p\mathbf{n} \cdot \hat{i}$$

$$\int_A \hat{i} \cdot \mathbf{t}_{(n)} dA = - \int_A p\mathbf{n} \cdot \hat{i} dA \quad (3.6-8)$$

evaluamos las integrales de las ecuaciones (3.6-7) y (3.6-8)

$$\int_{A_s} \rho v_x \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = -\rho \langle v_x \rangle_{SI}^2 A_{SI} + \rho \langle v_x \rangle_{SD}^2 A_{SD} \quad (3.6-9)$$

$$\int_A \hat{i} \cdot \mathbf{t}_{(n)} dA = -(-P_{atm}(A_{ED} - A_{SI}) + \langle P_{SD} \rangle A_{SD}) \quad (3.6-10)$$

se puede aproximar la presión en la cámara de compresión a la presión en la salida del difusor. $P_{SD} \approx P_{CC}$

se sustituyen las ecuaciones (3.6-9) y (3.6-10) en la ecuación (3.6-6)

$$-\rho \langle v_x \rangle_{SI}^2 A_{SI} + \rho \langle v_x \rangle_{SD}^2 A_{SD} = -(-P_{atm}(A_{ED} - A_{SI}) + \langle P_{CC} \rangle A_{SD}) \quad (3.6-11)$$

la velocidad en la salida del difusor es proporcional a la velocidad en la salida del inyector, esto se puede escribir así:

$$f \langle v_x \rangle_{SI}^2 = \rho \langle v_x \rangle_{SD}^2 \quad f : 0 \rightarrow 1 \quad (3.6-12)$$

sustituyendo la ecuación (3.6-12) en la ecuación (3.6-11) y despejando P_{CC} se obtiene:

$$P_{CC} = \frac{\rho \left[\langle v_x \rangle_{SI}^2 A_{SI} - f \langle v_x \rangle_{SI}^2 A_{SD} \right] + P_{atm} (A_{ED} - A_{SI})}{A_{SD}} \quad (3.6-12)$$

$$\rho_{H_2O} := 0.9974 \frac{\text{kg}}{\text{L}} \quad \mu_{H_2O} := 8.9663 \times 10^{-4} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \quad P_{atm} := 585 \text{ torr}$$

$$D_{EI} := 0.0127 \text{ m} \quad D_{SI} := 0.0036 \text{ m}$$

$$D_{ED} := 0.0044 \text{ m} \quad D_{SD} := 0.0127 \text{ m}$$

$$A(D) := \frac{\pi}{4} D^2 \quad \beta := \frac{A(D_{SI})}{A(D_{EI})} \quad C := 0.9755$$

$$V_{SI}(\Delta P) := C \sqrt{\frac{2 \text{ g} \left(\Delta P \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \right)}{\rho_{H_2O} (1 - \beta^2)}}$$

$$V_{EI}(\Delta P) := V_{SI}(\Delta P) \frac{A(D_{SI})}{A(D_{EI})}$$

$$P_{exp} :=$$

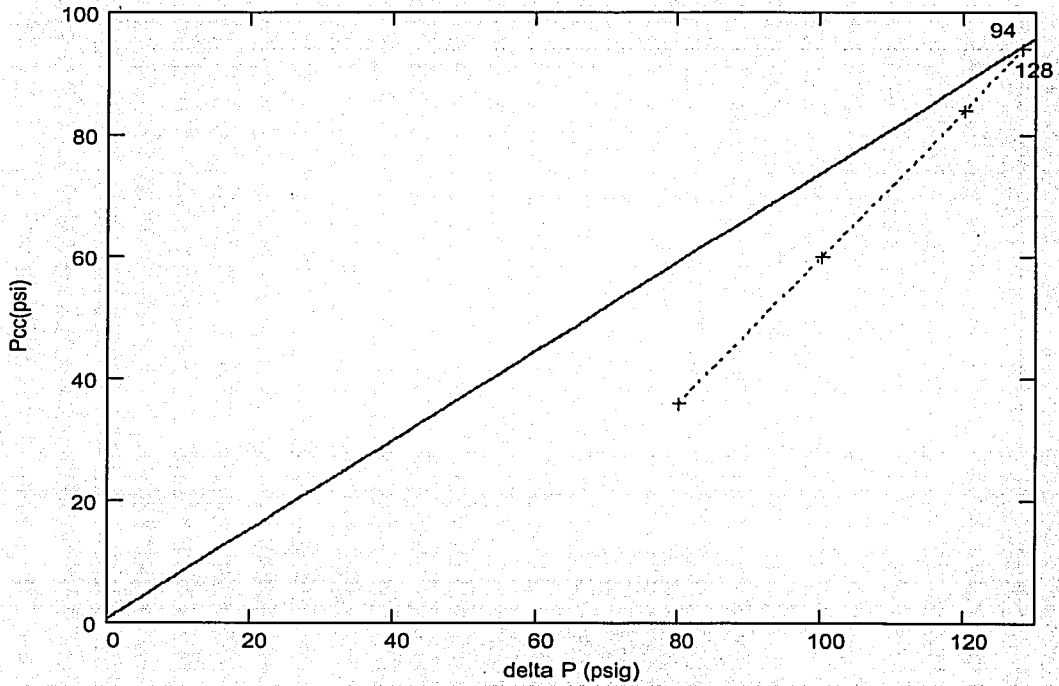
	P1	P2
	80	36
	100	60
	120	84
	128	94

P1 presion en el manometro 1 (psi)

P2 presion en el manometro 2 (psi)

$f := 0.445$

$$P(\Delta P) := \left[\rho_{H_2O} \cdot (V_{SI}(\Delta P))^2 \cdot \left(f - \frac{A(D_{SI})}{A(D_{SD})} \right) \right] + \frac{P_{atm} \cdot (A(D_{ED}) - A(D_{SI}))}{A(D_{SD})}$$



3.7. CÁLCULO DEL TRABAJO DE COMPRESIÓN.

dat =

1·10 ⁻⁸	7.098
0.0367	5.5379
0.0418	5.1927
0.0734	2.8111
0.1053	2.1307
0.1987	1.4502
0.464	0.7697

$$\text{flujo} := \text{dat} \langle 0 \rangle \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

$$\text{presión} := \text{dat} \langle 1 \rangle \text{ atm}$$

$$R_g := 8.3145 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$$

$$k := 1.4$$

$$C_p := 1.007 \frac{\text{J}}{\text{gm} \cdot \text{K}}$$

$$p_0 := \text{presión}_6$$

$$T_1 := (273.15 + 22) \text{ K}$$

$$i := 0.. \text{last}(\text{dat} \langle 0 \rangle)$$

• Trabajo isentropico

$$m_i := \left[\frac{(\text{flujo})_i \cdot (\text{presión})_i}{T_1 R_g} \right] 28.97 \frac{\text{gm}}{\text{mol}}$$

$$m = \begin{pmatrix} 8.4903 \times 10^{-11} \\ 2.4311 \times 10^{-4} \\ 2.5963 \times 10^{-4} \\ 2.4681 \times 10^{-4} \\ 2.6837 \times 10^{-4} \\ 3.4468 \times 10^{-4} \\ 4.2719 \times 10^{-4} \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{2_i} := T_1 \cdot \left[\frac{(\text{presión})_i}{p_0} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = \begin{pmatrix} 549.2601 \\ 511.6591 \\ 502.3362 \\ 421.5477 \\ 389.4573 \\ 348.9142 \\ 291.15 \end{pmatrix} K$$

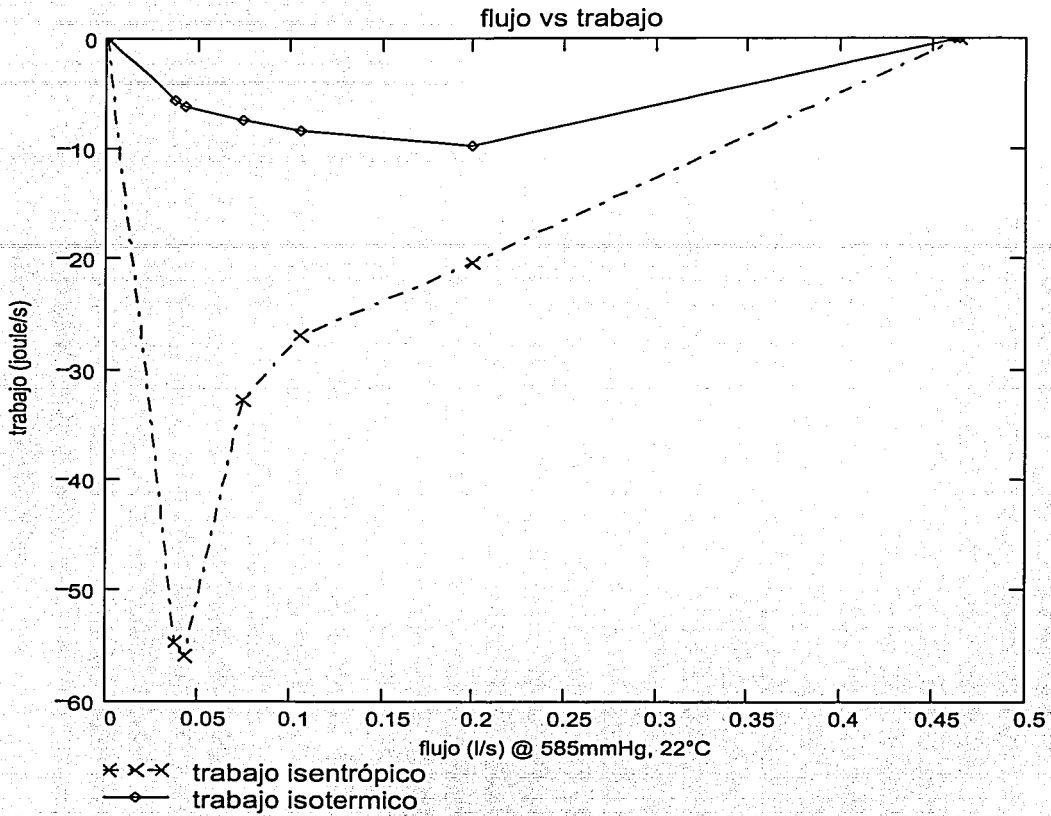
$$W_{\text{isen}_i} := -m_i C_p (T_{2_i} - T_1)$$

$$W_{\text{isen}} = \begin{pmatrix} -2.2371 \times 10^{-5} \\ -54.7242 \\ -55.9727 \\ -32.8537 \\ -26.9326 \\ -20.3248 \\ 0 \end{pmatrix} W$$

• Trabajo isotérmico

$$W_{\text{isoter}_i} := p_0 \cdot (\text{flujo})_i \cdot \ln \left[\frac{p_0}{(\text{presión})_i} \right]$$

$$W_{\text{isoter}} = \begin{pmatrix} -1.7326 \times 10^{-6} \\ -5.6482 \\ -6.2233 \\ -7.4151 \\ -8.3618 \\ -9.8164 \\ 0 \end{pmatrix} W$$



$$\eta_{\text{isentrópica}_i} := 100 \cdot \frac{|W_{\text{isen}_i}|}{340W - 250W}$$

$$\eta_{\text{isotermica}_i} := 100 \frac{|W_{\text{isoter}_i}|}{340W - 250W}$$

$$\eta_{\text{isentrópica}} = \begin{pmatrix} 2.4857 \times 10^{-5} \\ 60.8046 \\ 62.1919 \\ 36.5041 \\ 29.9251 \\ 22.5831 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\eta_{\text{isotermica}} = \begin{pmatrix} 1.9251 \times 10^{-6} \\ 6.2758 \\ 6.9148 \\ 8.239 \\ 9.2909 \\ 10.9071 \\ 0 \end{pmatrix}$$

3.8. TIPO DE FLUJO EN EL DIFUSOR.

Calculo del tipo de flujo para el flujo en dos fases a la salida del difusor.

$$\rho_{\text{aire}}(T) := \frac{585}{760} \text{ atm} \cdot 28.97 \frac{\text{gm}}{\text{mole}} \\ 0.08205 \frac{\text{liter} \cdot \text{atm}}{\text{mole} \cdot \text{K}} (T)$$

$$\rho_{\text{aire}}(298.15\text{K}) = 0.0569 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$\rho_{\text{agua}} := 0.9974 \frac{\text{kg}}{\text{liter}}$$

$$\rho_{\text{agua}} = 62.2656 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$\mu_{\text{aire}} := 0.0184 \times 10^{-2} \text{ poise}$$

$$\mu_{\text{agua}} := 0.8966 \times 10^{-2} \text{ poise}$$

$$Q_{\text{aire}} := 15 \frac{\text{liter}}{\text{min}}$$

$$Q_{\text{aire}} \cdot 60\text{sec} = 0.5297 \text{ ft}^3$$

$$Q_{\text{agua}} := 2.34963 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{sec}}$$

$$Q_{\text{agua}} \cdot 60\text{sec} = 0.4979 \text{ ft}^3$$

$$Q_{\text{agua}} = 0.4979 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

$$Q_{\text{aire}} = 0.5297 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

$$\sigma := 71.7 \frac{\text{dyne}}{\text{cm}}$$

$$\sigma = 0.1581 \frac{\text{lb}}{\text{sec}^2}$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{1}{2} \text{ in}\right)^2$$

$$A = 1.3635 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$$

$$\lambda := \left(\frac{0.057}{0.075} \cdot \frac{62.2656}{62.4} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \lambda = 0.8708$$

$$\phi := \frac{73}{71.7} \cdot \left[0.8966 \times 10^{-2} \left(\frac{62.3}{62.2656} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{3}} \quad \phi = 4.899$$

$$G_G := 0.5297 \cdot 0.057 \cdot 60 \cdot \frac{1}{1.3635 \times 10^{-3}} \quad G_G = 1.3286 \times 10^3$$

$$G_L := 0.4979 \cdot 62.2656 \cdot 60 \cdot \frac{1}{1.3635 \times 10^{-3}} \quad G_L = 1.3642 \times 10^6$$

$$\frac{G_G}{\lambda} = 1.5257 \times 10^3 \quad \frac{G_L \lambda \phi}{G_G} = 4.3806 \times 10^3$$

el tipo de flujo que predice esta correlación es del tipo burbuja, este tipo de flujo es conveniente para que se puedan separar el agua y el aire.

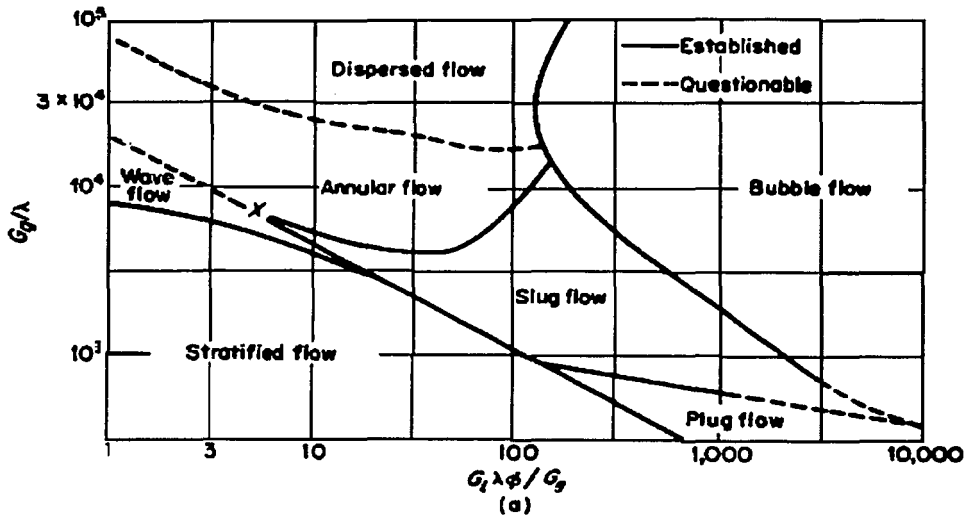
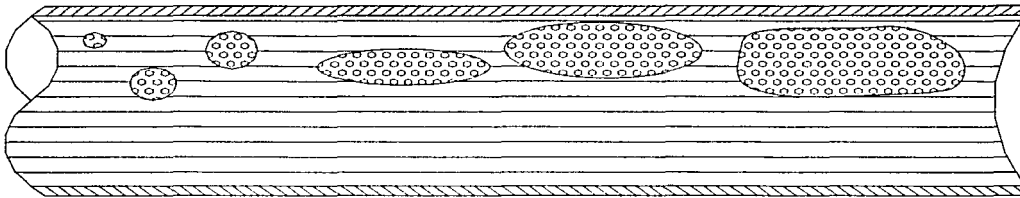
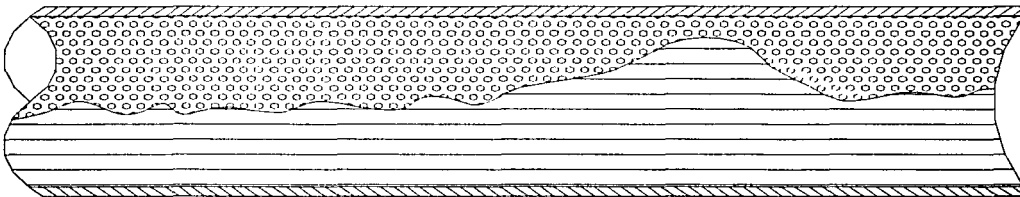


Fig. 6.2-13a Area plot for two-phase horizontal flow. $\lambda = [(\rho_g/0.075)(\rho_l/62.4)]^{1/2}$ and $\phi = (73/\sigma) [\mu_l(62.3/\rho_l)^2]^{-11.33}$, where σ = surface tension, dynes/cm; ρ_l = density of the liquid, lb/ft³; μ_l = viscosity of the liquid, centipoise; and ρ_g = density of the gas, lb/ft³. [O. Baker, *Gas J.*, 53: 185 (1954).]

Burbuja



slug



3.9. CONSTRUCCIÓN DE LA CURVA DE OPERACIÓN DEL COMPRESOR.

Para Construir la curva de operación medimos el flujo volumétrico de aire en la salida de la cámara de compresión (@ 23 °C, 585 mmHg) y la presión de la cámara de compresión.

El flujo volumétrico se midió por desplazamiento de agua.

La presión fue medida en el manómetro de la cámara de compresión, para mantener la presión en un valor fijo se utilizó un regulador de presión

Resultados:

Flujo volumétrico (l/s)	Presión (psig.)
0.0000	94.0
0.0367	70.0
0.0418	65.0
0.0734	30.0
0.1053	20.0
0.1987	10.0
0.4640	0.0

dat2 = flujo presión

0	94
0.0367	70
0.0418	65
0.0734	30
0.1053	20
0.1987	10
0.464	0

Flujo := dat2 <0> (l/s)

Presión := dat2 <1> (psig)

La función ajustada es $y = a \cdot e^{bx} + c$, donde a, b y c son incógnitas.

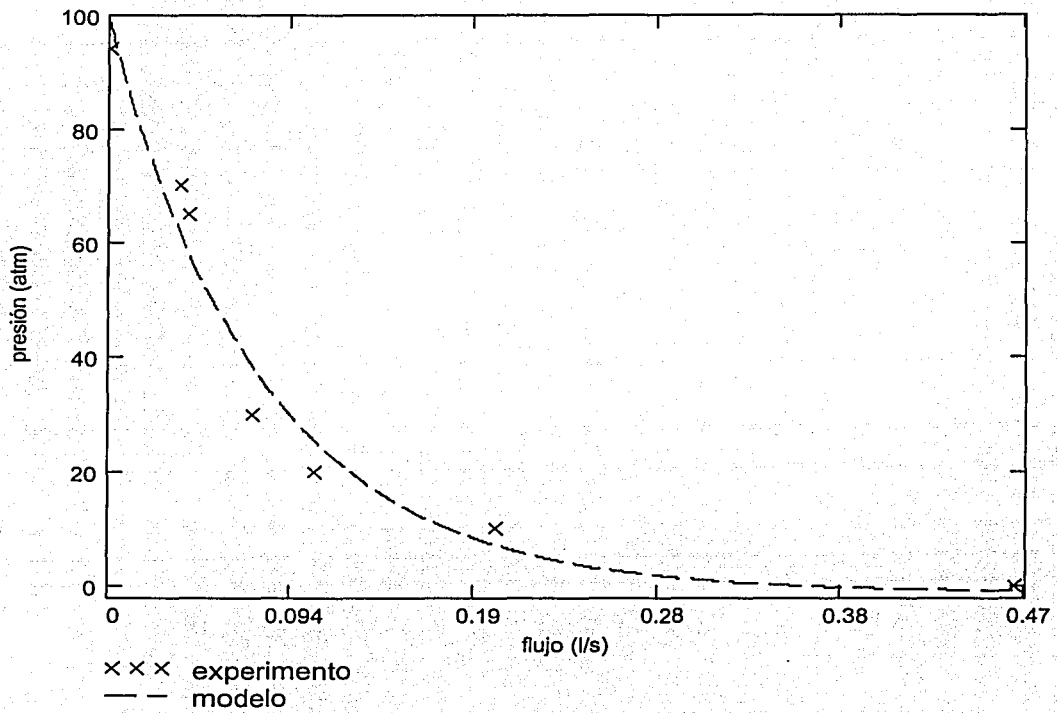
$$B_{\text{supuesto}} := \begin{pmatrix} 98.97 \\ -12.336 \\ -1.2165 \end{pmatrix}$$

$$B := \text{expfit}(\text{Flujo}, \text{Presión}, B_{\text{supuesto}})$$

$$B = \begin{pmatrix} 99.7227 \\ -12.5136 \\ -1.1327 \end{pmatrix}$$

modelo

$$G(z) := B_0 \cdot e^{B_1 z} + B_2$$



coeficiente de correlación

$$\text{corr}(G(\text{Flujo}), \text{Presión}) = 0.9829$$

4. DESCRIPCIÓN DEL COMPRESOR POR INYECCIÓN

El compresor por inyección tiene la siguiente configuración:

1. Bomba centrífuga.
2. Sistema de enfriamiento (tubo aletado.)
3. Inyector y difusor
4. Deflector.
5. Separador centrífugo.
6. Cámara de compresión.

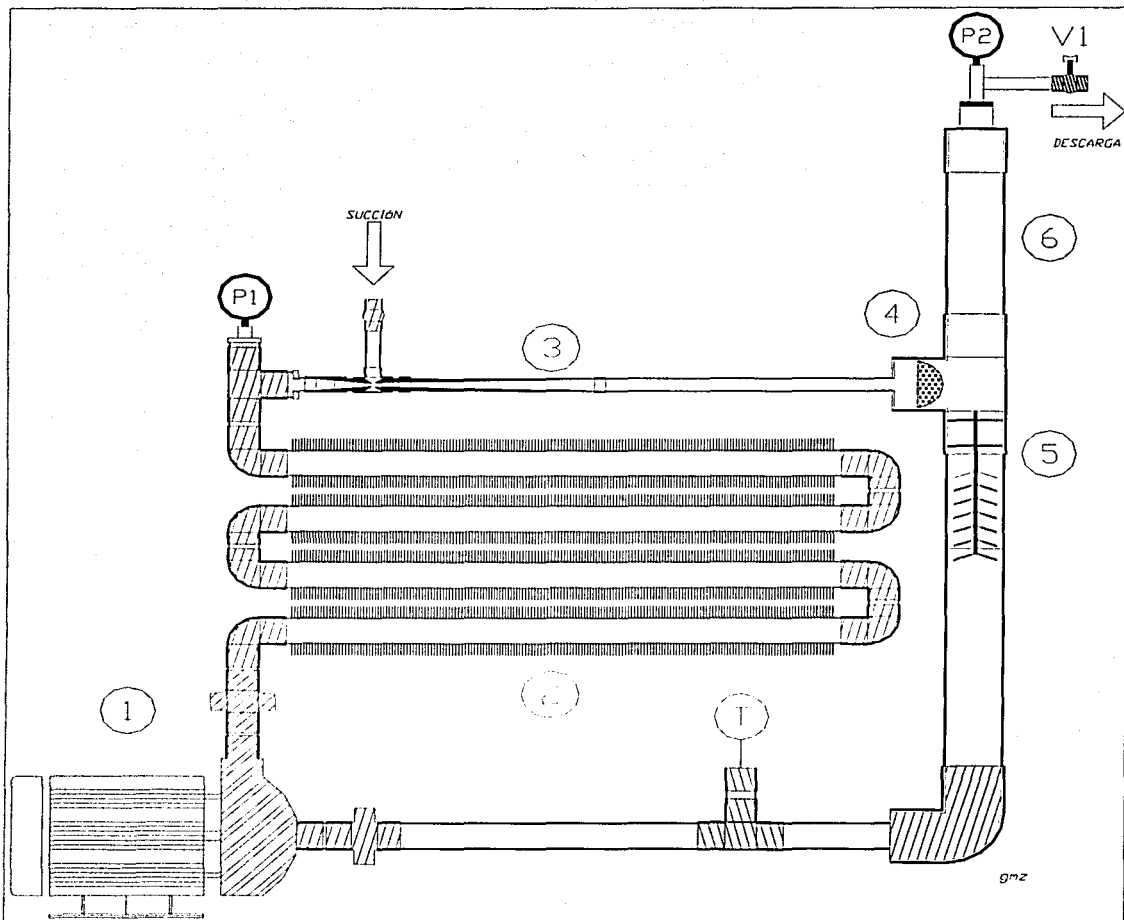
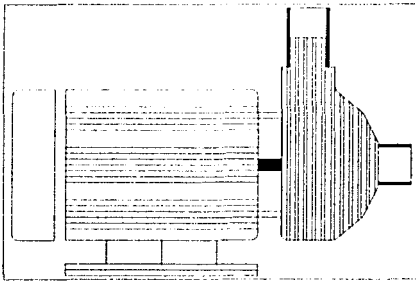


Fig. 4-1

4.1. BOMBA CENTRÍFUGA.



Es una bomba de 0.5 hp, 127 volt 4.5 A. tiene la función de incrementar la presión del fluido de trabajo.

Fig. 4-2

4.2. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO (TUBO ALETADO).

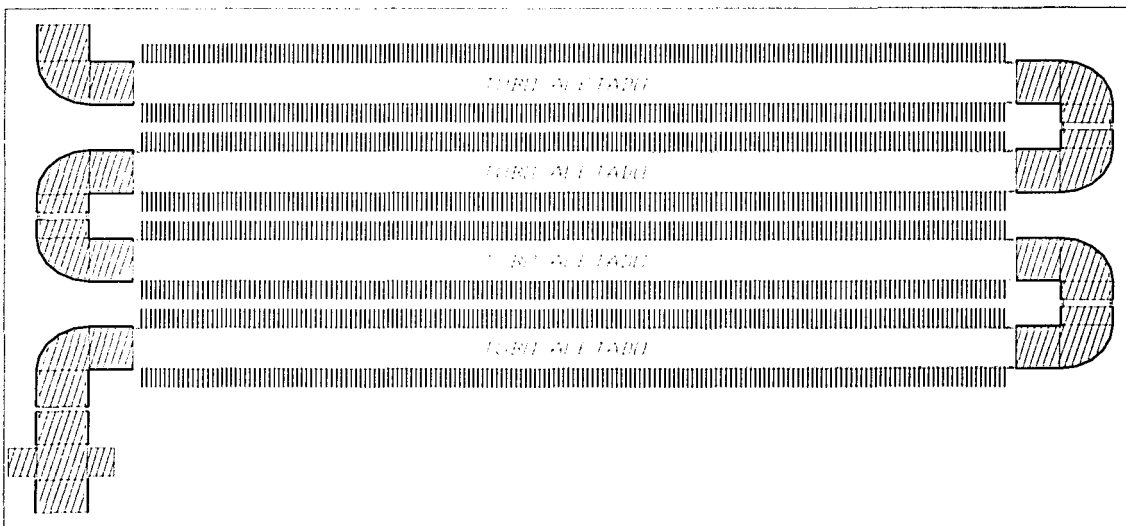


Fig. 4-3

Es un ventilador que suministra un flujo máximo de $34 \text{ m}^3/\text{min}$. y 4 tramos de tubo aletado de 50cm de longitud, las aletas tienen 2.54cm de diámetro y están espaciadas 0.0023m.

Este sistema se encarga de disipar el calor que se genera, por disipación viscosa del fluido de inyección y la compresión del gas durante la compresión.

4.3. INYECTOR-DIFUSOR.

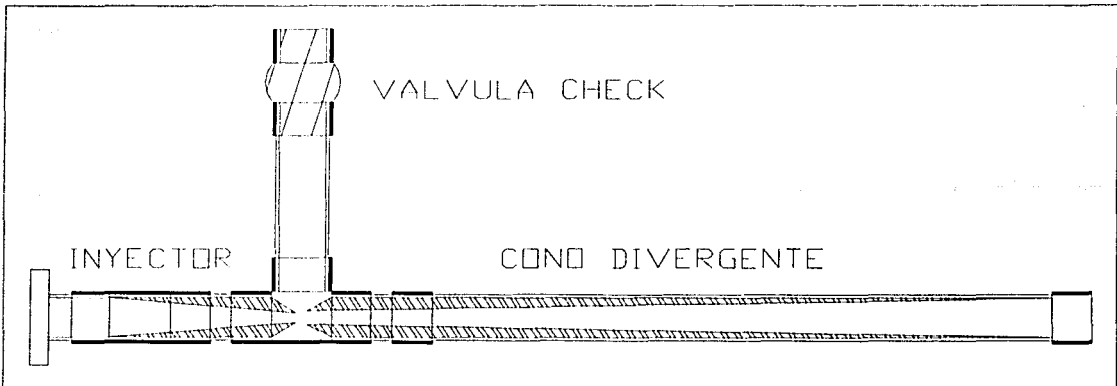


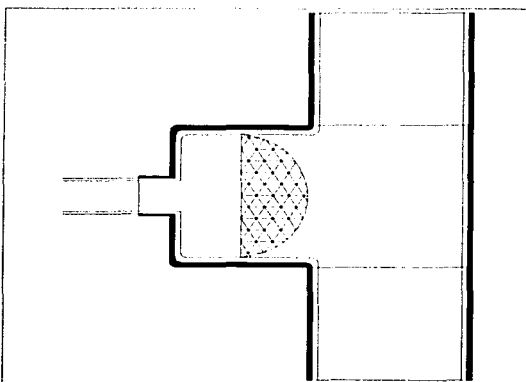
Fig. 4-4

Es la parte más importante del compresor, es aquí donde el fluido de trabajo arrastra al fluido que se quiere comprimir, la energía cinética del chorro a velocidad alta se aprovecha para comprimir al aire y descargarlo a presión mayor.

El proceso de compresión en el sistema inyector-difusor ocurre en dos etapas:

- Aceleración del fluido a comprimir por impacto con el fluido de inyección.
- Arrastre del fluido a comprimir por fricción alrededor del chorro de fluido de inyección.

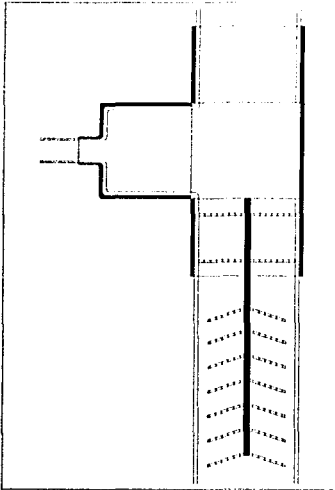
4.4. DEFLECTOR.



Es una mampara que tiene la finalidad de hacer que el chorro de la mezcla fluido de inyección y fluido a comprimir fluya por un solo lado de la tubería, en forma tangencial, induciendo la formación de un vórtice.

Fig. 4-5

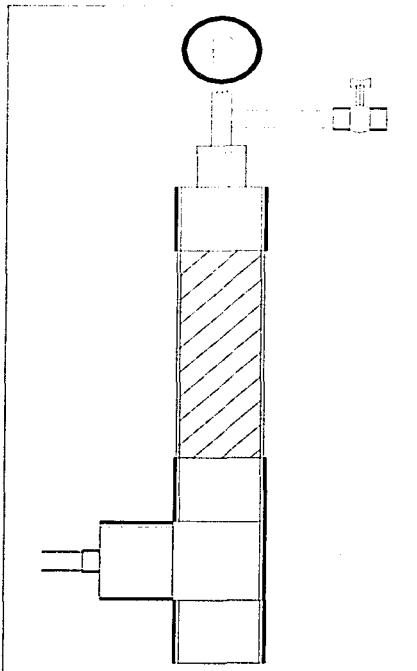
4.5. SEPARADOR CENTRIFUGO.



En el separador centrífugo al formarse el vórtice, el fluido con mayor densidad desciende por la pared del tubo, mientras que el fluido con menor densidad asciende por el centro del tubo. Los discos rompen el vórtice impidiendo que llegue a la succión de la bomba, de hacerlo la bomba reduce su eficiencia.

Fig. 4-6

4.6. CÁMARA DE COMPRESIÓN.



Es en esta sección el gas se comprime después de que es separado del fluido de inyección.

Fig. 4-7

5. EL COMPRESOR POR INYECCIÓN COMO BOMBA DE VACÍO.

Producir vacío es una de las aplicaciones más comunes de un eyector, dado que este dispositivo es aplicable a niveles bajos de vacío (760 – 1 mmHg), intervalo en el cual se realizan la mayoría de las operaciones en la industria de proceso (destilación, absorción, evaporación, filtración, secado, refrigeración).

El compresor por inyección funciona también como bomba de vacío, en la succión puede generar una presión absoluta de 18 mmHg si el fluido de inyección está en 20°C, de la misma forma en que se incrementa la temperatura del agua se incrementa la presión absoluta en la succión, es decir hay una relación entre la temperatura del fluido de inyección y la presión en la succión.

Presión absoluta en la succión (mmHg)	Temperatura del agua °C.
18	20
32	30
42	35
55	40

El compresor por inyección puede ser usado como bomba de vacío dando mejores resultados que un eyector de una sola etapa

La generación de vacío en el inyector-difusor ocurre en tres etapas:

- Aceleración del fluido que se quiere comprimir por impacto con el fluido de inyección.
- Arrastre del fluido que se quiere comprimir por fricción alrededor del chorro de fluido de inyección.
- Expansión de chorro de fluido de inyección a una presión menor que la del fluido que se quiere comprimir, lo cual succiona al fluido a comprimir.

CONCLUSIONES.

El objetivo principal se cumplió, el compresor se construyó y puede operar en forma continua.

El modelo matemático propuesto para la generación de calor por disipación viscosa da un buen acercamiento al fenómeno físico.

Para modelar correctamente un fenómeno se debe elegir las variables que tengan fuerte influencia en el fenómeno, y las variables que tienen poca influencia en el fenómeno pueden ser agrupadas en una constante.

El % de diferencia entre los valores que predice el modelo matemático y los resultados experimentales depende de las aproximaciones o suposiciones que se hacen para facilitar la solución del modelo.

La mínima presión de vacío absoluta que puede dar el compresor por inyección es igual a la presión de vapor del fluido de inyección, a la temperatura que se encuentre el fluido de inyección. Es importante que el fluido de inyección se mantenga en una temperatura baja para que la presión en la succión sea lo mas baja posible.

El funcionamiento del compresor por inyección se puede mejorar haciendo lo siguiente (Fig. 6.1):

- Para reducir las perdidas por fricción se podría colocar el inyector enseguida de la descarga de la bomba.
- El diámetro de entrada del inyector debería ser el mismo que el de la descarga de la bomba, evitar el uso de una reducción súbita.
- El volumen de la cámara de compresión podría aumentar.

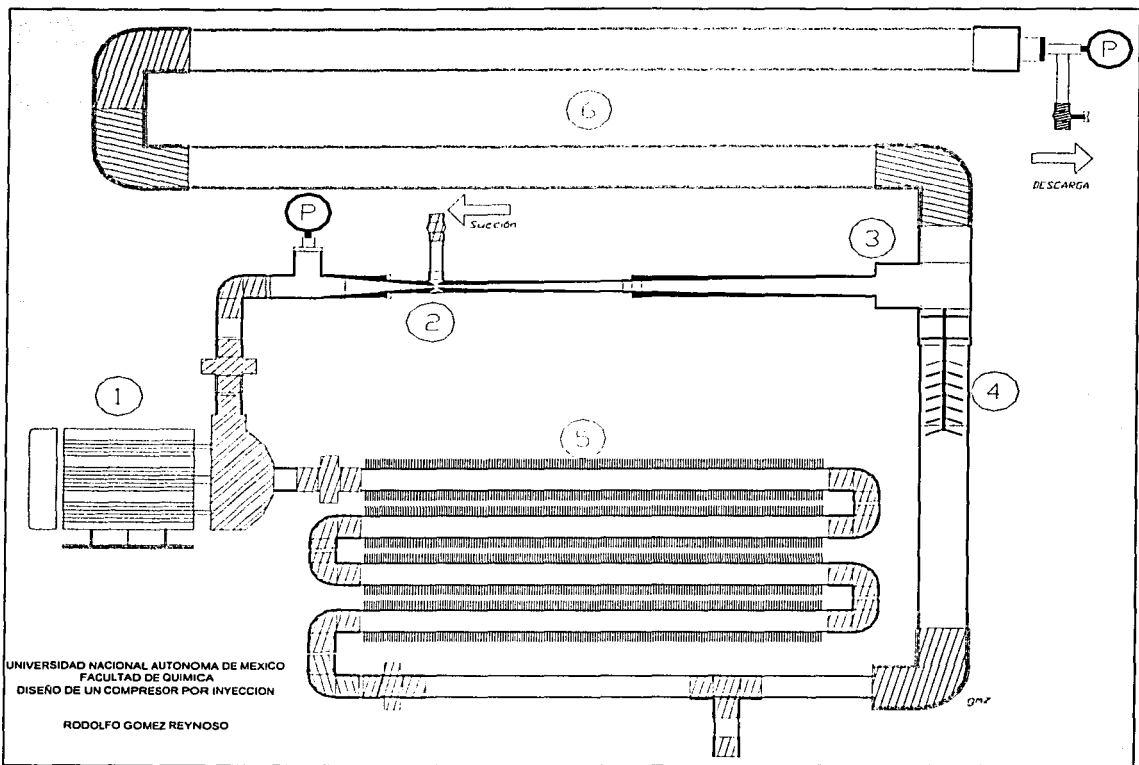


Fig. 6-1

1. Bomba centrífuga de 0.5 hp.
2. Inyector-difusor.
3. Deflector.
4. Separador centrífugo.
5. Intercambiador de calor.
6. Cámara de compresión.

BIBLIOGRAFÍA.

1. Compresores Selección, Uso Y Mantenimiento, Richard W. Green. Ed. McGraw Hill. México 1992.
2. Compressors And Expanders, Selection And Application For The Process Industry, Hernz P. Blach. Ed. Dekker. N.Y. 1996.
3. Fenómenos De Transporte, Bird R. Byron. Ed. Reverté. México 1993.
4. Fundamentals Of Heat And Mass Transfer, Frank P. Incropera. Ed. John Willey N.Y. 1960.
5. Mecánica De Fluidos Aplicada, Robert L. Mott. Ed. Prentice Hall. México 1996.
6. Mecánica De Fluidos, Streeter Victor L. Ed. McGraw-Hill. Colombia. 1999.
7. Perry's Chemical Engineers' Handbook, Robert H Perry. Ed. McGraw Hill. U.S.A. 1984.
8. Procesos De Transferencia De Calor, Kern Donald Ed. CECSA. México 1965.
9. Process Fluid Mechanics, Denn Morton M. Ed. Prentice-Hall. 1980.
10. Thermodynamics, Faires Virgil M. Ed. Macmillan. N.Y. 1962.
11. Transfer Operations, Greenkorn R. A. Ed. McGraw Hill. N.Y. 1972.

APÉNDICE.

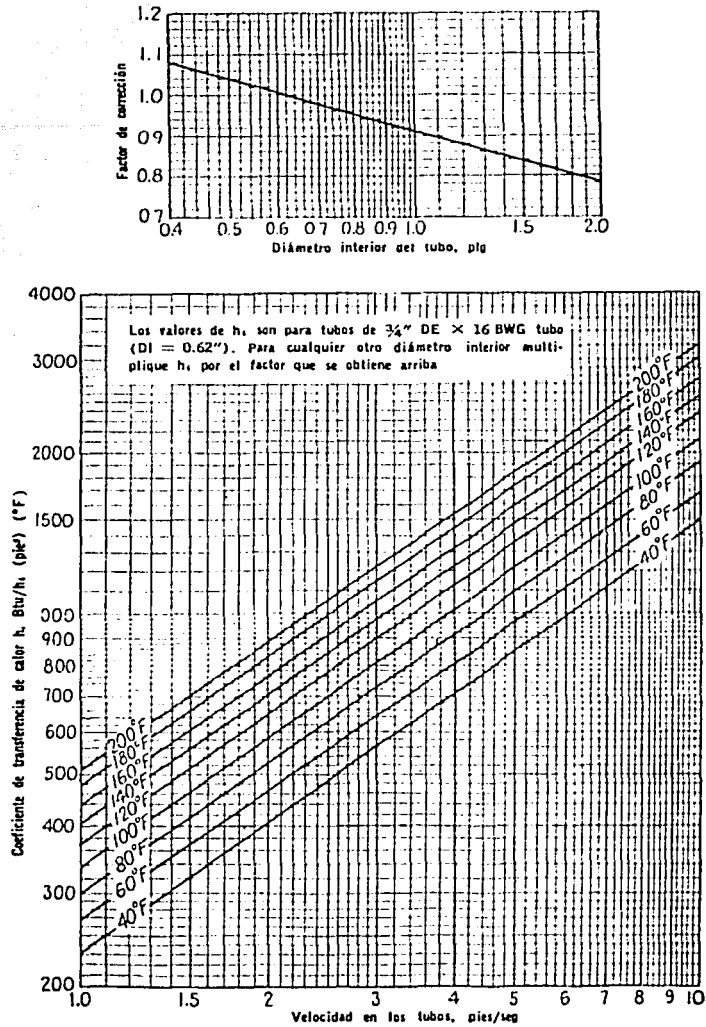


FIG. 25. Curva de transferencia de calor, agua en los tubos. [Adaptada de Eagle y Ferguson, Proc Roy., Soc. A127, 540 (1930)]

SUPERFICIES EXTENDIDAS

635

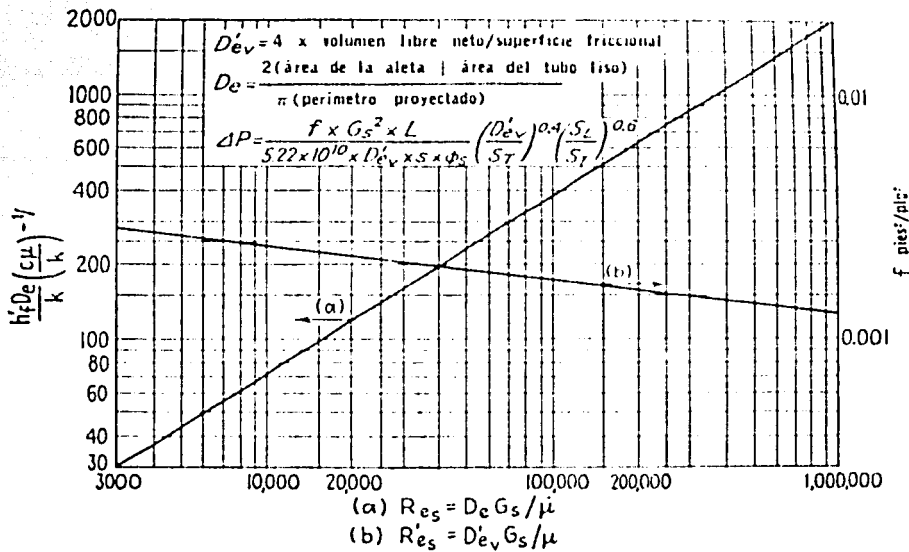


FIG. 16.18. Transferencia de calor y caída de presión en aletas transversales. [(a) Jameson (b) Gunter and Shaw, Transactions of the ASME)]

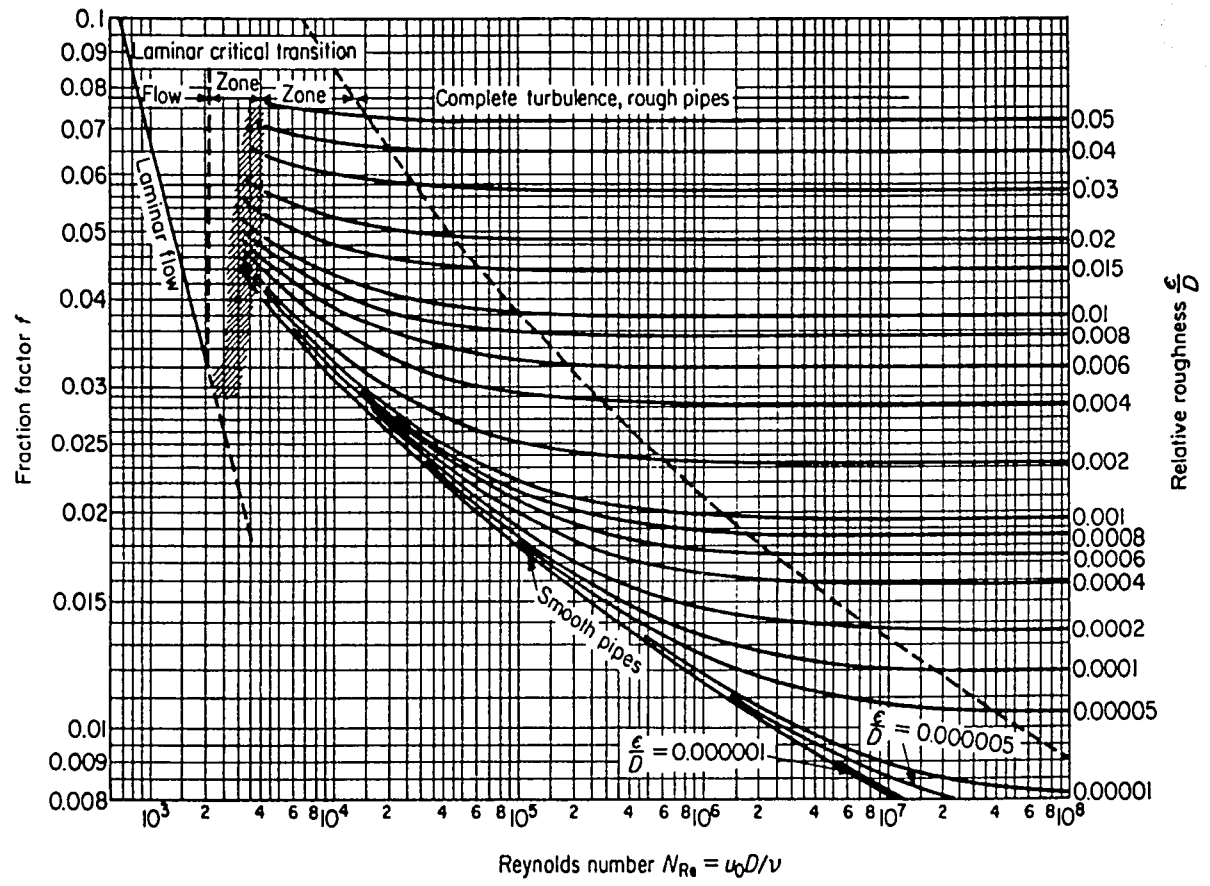


Fig. 8.2-3. Friction factors for commercial pipes.

TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO DE FLUIDOS

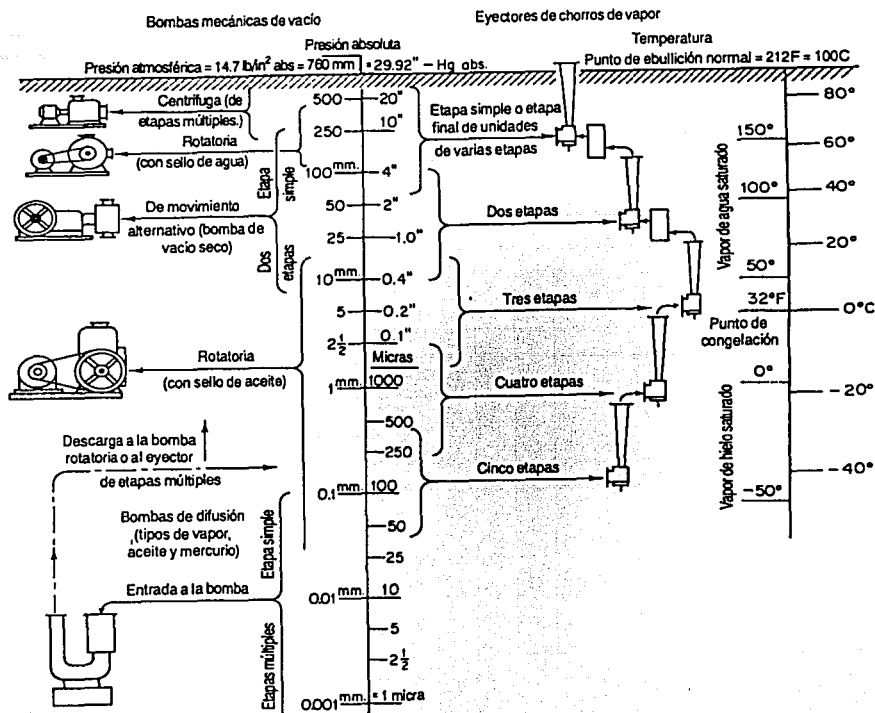
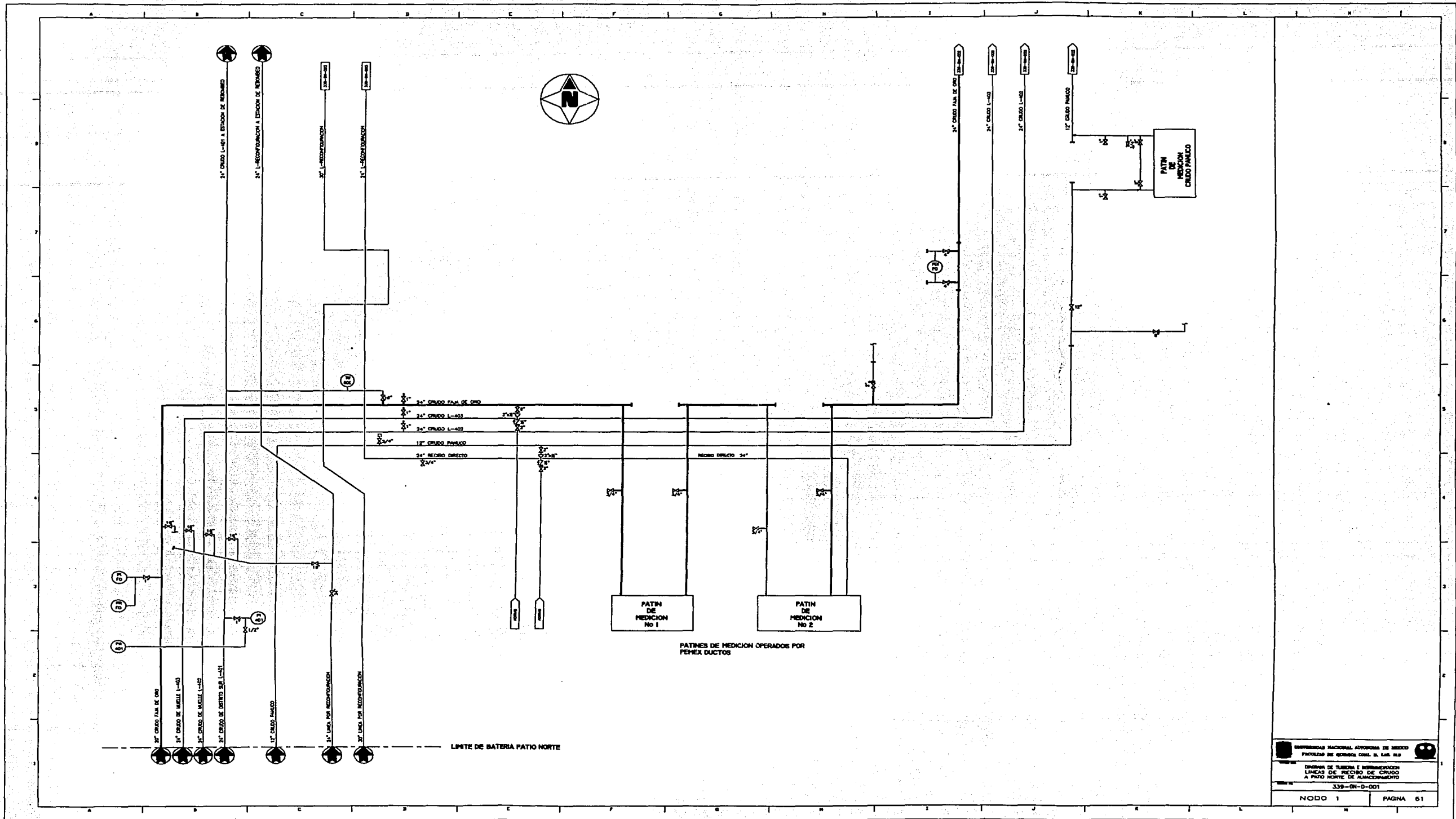
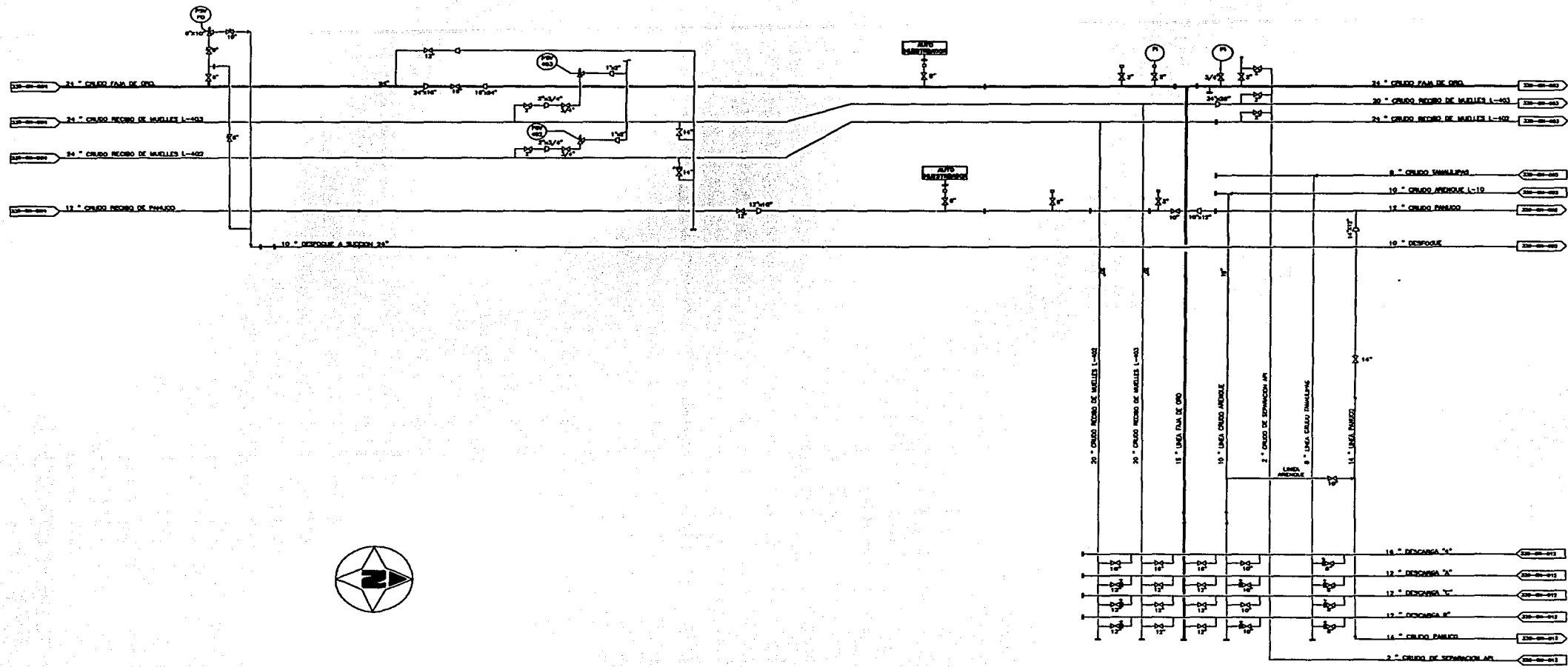
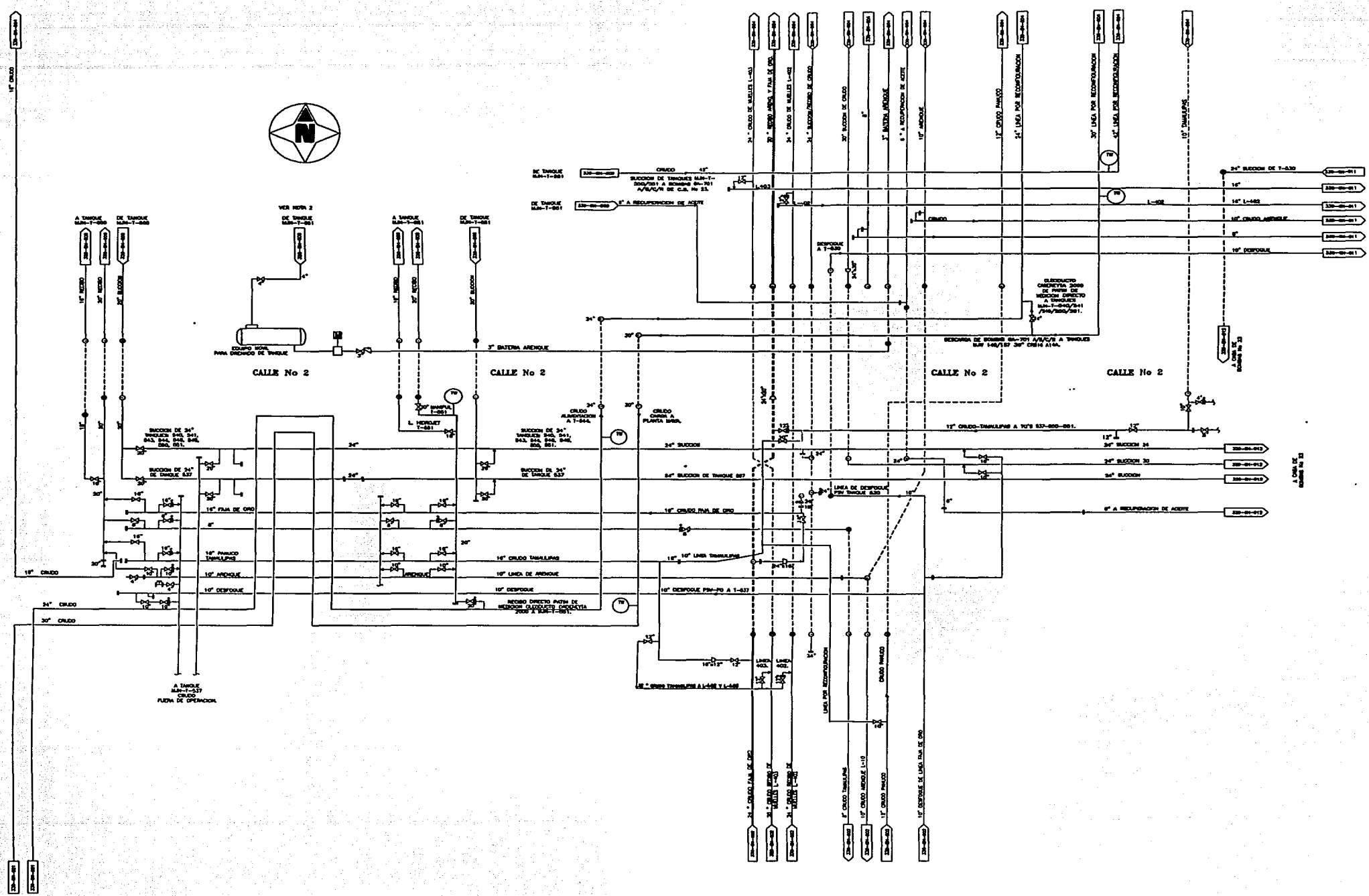
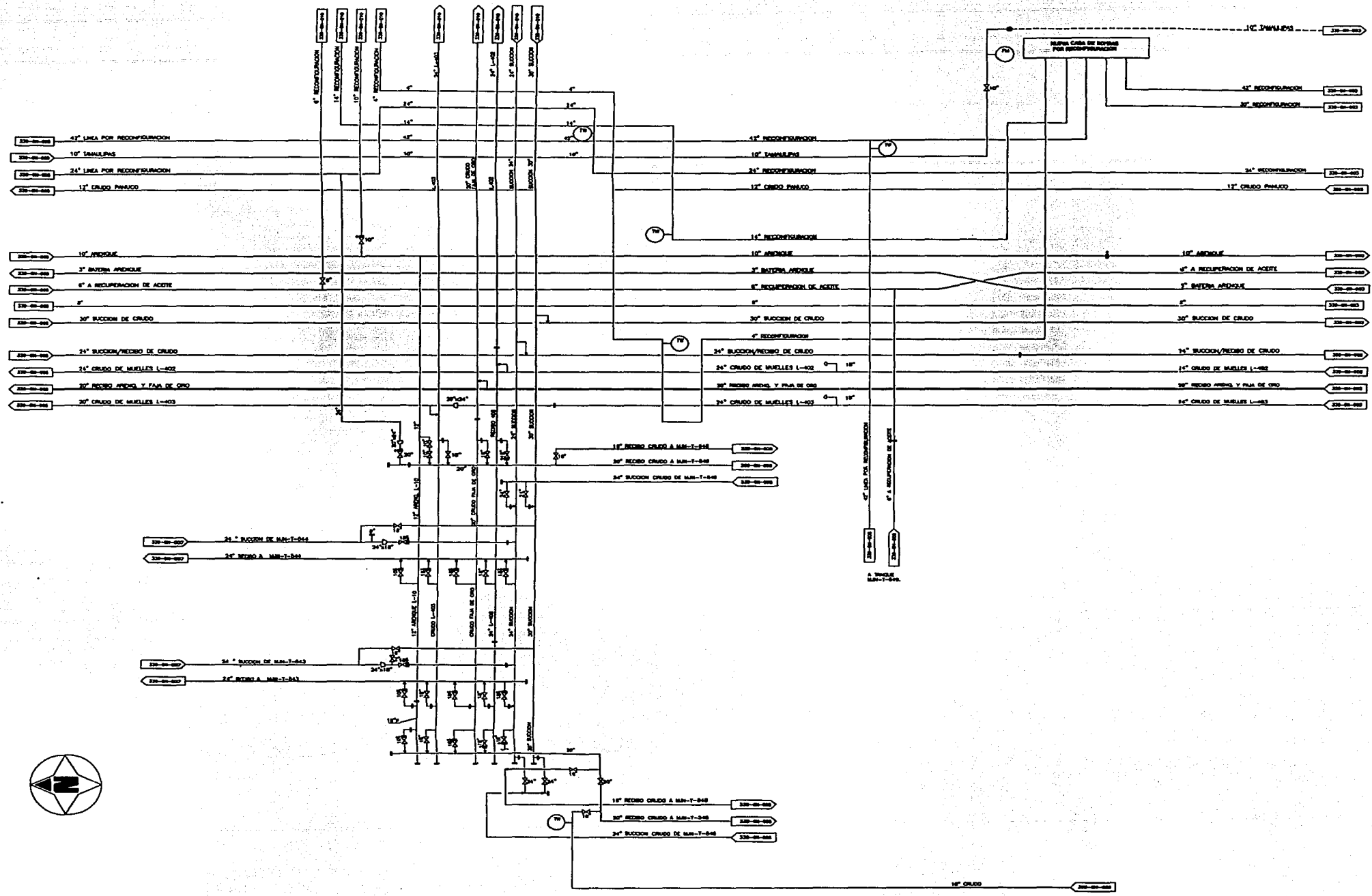


FIG. 6-75 Niveles de vacío que se pueden alcanzar con varios tipos de equipos. (Cortesía de Compressed Air Magazine.)

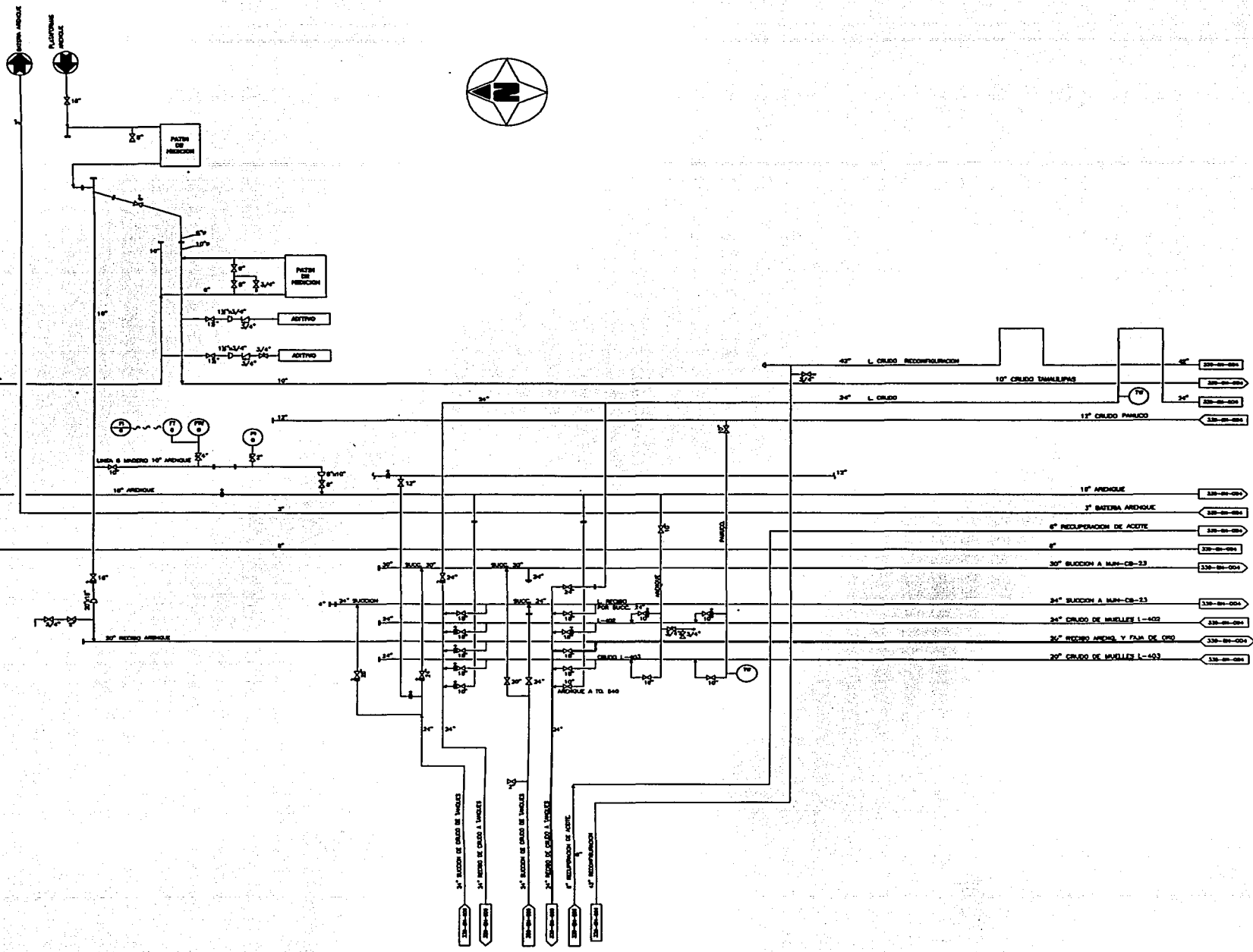








LINEA TRANSMISORA FUERA DE OPERACION



MJN-T-540
CRUDO
CAP. SOLIDOS SLS
D. 180 A 190 M. A
CUPULA PAH

MJN-T-541
CRUDO
CAP. SOLIDOS SLS
D. 180 A 190 M. A
TECHO FLUJANTE

