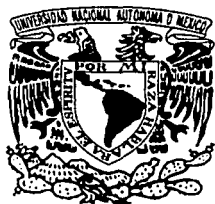


43



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLÁN

**“PRUEBAS DE UN COMPRESOR SCROLL
CONVERTIDO EN MOTOR (EXPANSOR)”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTA:

LUIS SANTIAGO JAIMES JUÁREZ

ASESOR:

M.I. FILIBERTO GUTIÉRREZ MARTÍNEZ

CUAUTITLÁN IZCALLI, EDO. DE MEX.

2002

TESIS CON
BALA DE ORIGEN



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.

PAGINACION DISCONTINUA

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS



DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Pruebas de un compresor Scroll convertido en motor (expansor)."

que presenta el pasante: Luis Santiago Jaimes Juárez
con número de cuenta: 9035641-0 para obtener el título de :
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 19 de Septiembre de 2001

PRESIDENTE	<u>Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio</u>	
VOCAL	<u>Ing. Ma. Soledad Alvarado Martínez</u>	
SECRETARIO	<u>M.I. Filiberto Gutiérrez Martínez</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. Daniel Hernández Pecina</u>	
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. Rolando Cortés Montes de Oca</u>	

***Este trabajo esta dedicado a la memoria de
Graciela Martínez (1933-2000)***

A mi madre

Hortencia

A mi hermano

Alfredo

Ya todos mis familiares y amigos.

**Agradezco a todos los investigadores y trabajadores del área de
Mecánica y Térmicos. Mesa Vibradora y Taller de Mecánica
del Instituto de Ingeniería de la UNAM.
Especialmente a Filiberto Gutiérrez "Fili" y amigos como Stanley
que sin conocerme creyeron y ayudaron a hacer posible este trabajo**

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN. -----	1
<i>CAPÍTULO 1.</i> ANTECEDENTES. -----	5
<i>CAPÍTULO 2.</i> CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES Y EXPANSORES. -----	11
2.1.- MÁQUINAS DE FLUIDO. -----	11
2.2.- EXPANSORES. -----	13
2.2.a.- Turbina de gas. -----	13
2.2.b.- Turbina de vapor. -----	14
2.2.c.- Motor a vapor. -----	15
2.3.- COMPRESORES. -----	16
2.3.a.- Compresores de desplazamiento positivo. -----	16
2.3.b.- Scroll. -----	17
2.3.c.- Compresores recíprocos sin espacio muerto. -----	18
2.3.d.- Compresores recíprocos con espacio muerto. -----	19
2.3.e.- Turbocompresores. -----	20

CAPÍTULO 3. ASPECTOS TEÓRICOS DEL CONCEPTO SCROLL.	23
3.1.- MECÁNICA DEL COMPRESOR DE ESPIRALES.	23
3.1.a.- Estructura básica.	23
3.1.b.- Relaciones de compresión y expansión.	28
3.2.- TERMODINÁMICA DEL SCROLL.	31
3.2.a.- Potencia y trabajo ideales.	32
3.2.b.- Eficiencias.	33
3.3.- SELECCIÓN DEL PROCESO EXPERIMENTAL.	35
CAPÍTULO 4. BANCO DE PRUEBAS.	39
4.1.- PARTES PRINCIPALES.	40
4.1.a.- Freno de Prony.	40
4.1.b.- Expansor Scroll.	41
4.1.c.- Fuente de aire a presión.	43
4.2.- MEDICIÓN DE VARIABLES DE INTERÉS.	43
4.2.a.- Flujo.	43
4.2.b.- Presión.	45
4.2.c.- Temperatura	48
4.2.d.- Fuerza.	49

4.3.- MODIFICACIÓN DEL COMPRESOR SCROLL PARA QUE ACTÚE COMO EXPANSOR. -----	50
4.4.- REHABILITACIÓN DEL COMPRESOR SCROLL. -----	51
4.5.- DISEÑO Y FABRICACIÓN DE COMPONENTES. -----	52
4.5.a.- Placa de orificio. -----	52
4.5.b.- Calentador de aire. -----	53
4.5.c.- Freno de Prony. -----	54
4.5.d.- Ensamble del Banco de Pruebas. -----	56
4.6.- CALIBRACIÓN DE INSTRUMENTOS. -----	57
4.6.a.- Manómetros. -----	57
4.6.b.- Placa de orificio. -----	58
4.6.c.- Báscula. -----	61
<i>CAPÍTULO 5. PRUEBAS DEL EXPANSOR.</i> -----	63
5.1.- Desarrollo de las pruebas. -----	64
5.2.- Cálculos y resultados. -----	66
<i>CAPÍTULO 6. ANÁLISIS DE RESULTADOS.</i> -----	71
<i>CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES.</i> -----	78

BIBLIOGRAFÍA.	81
APÉNDICES.	85
A-1. DIBUJOS DE PIEZAS FABRICADAS.	85
Cilindro de bomba manual.	86
Tapas y vástago de la bomba manual.	87
Flecha del freno de Prony.	88
Taza porta baleros y cople de estrella.	89
A-2. CALIBRADOR DE PESO MUERTO.	90

INTRODUCCIÓN.

Por lo general, en diversos sistemas de potencia, la obtención de energía eléctrica se logra quemando un combustible, cuya energía es aprovechada en la caldera para generar el vapor que se envía después a la turbina; ésta es la máquina encargada de transformar la energía del fluido, presión y temperatura, en la energía mecánica que impulsa a los generadores eléctricos.

No sólo las turbinas pueden realizar este trabajo, los motores de pistones operados con vapor también lo hacen, aunque no tan eficientemente.

Los motores a vapor de pistones son máquinas de desplazamiento positivo y el compresor de espiral (Scroll) también lo es. Estas máquinas pueden agregar energía al fluido (compresor) o extraerla de él (motor); por tanto, el compresor Scroll puede trabajar también como motor.

La idea de utilizar la máquina Scroll como motor en ciclos de potencia surge después de conocer una planta solar basada en el ciclo Rankine, cuyo suministro de calor proviene de colectores solares tipo parabólico. El vapor generado con este sistema es de baja presión y su calidad no es alta, entonces las turbinas y los motores de pistón resultan poco prácticos, ya que tienen baja eficiencia y pueden dañarse al recibir líquido. En tanto que la máquina Scroll pudiera tener igual o mayor eficiencia, con la ventaja adicional de que tolera mejor el ingreso de líquidos.

El presente trabajo, tiene como objetivo determinar la eficiencia del compresor Scroll o de espiral cuando trabaja en sentido inverso para el cual fue creado, es decir, cuando funciona como expansor.

Mediante el suministro de aire caliente se estudiará el proceso de expansión, midiendo el consumo de aire y la potencia al freno que se genera; cabe señalar que la salida del expansor está abierta a la atmósfera. El experimento propuesto para determinar la eficiencia de expansión, está enfocado al lado termodinámico, de aquí que las variables que se manejan sean temperatura, presión, velocidad de rotación (rpm), fuerza y flujo másico.

Una actividad importante que fue necesario realizar, antes de la parte experimental, fue la reparación y adaptación del compresor Scroll para que trabajara como motor, ya que no era una máquina nueva, sino que había sido desechada de un taller de aire acondicionado automotriz.

Además se construyeron nuevas partes y se rehabilitaron diversos mecanismos ya existentes para integrarlos al banco de pruebas.

En general, el contenido de los capítulos de la presente tesis es el siguiente: en el segundo capítulo se hace una breve clasificación de los compresores y expansores, mencionando las características particulares de cada uno de ellos.

En el tercero, se habla de algunos aspectos teóricos del Scroll, relacionados con la mecánica y la termodinámica. Se describen los procesos de compresión y expansión; se presentan las ecuaciones básicas del perfil, y de la relación de presión en los compresores y expansores. Luego se muestran los principios termodinámicos de las máquinas de desplazamiento positivo que pueden ser aplicados en el expansor de espirales, y se introducen los conceptos de eficiencias de expansión. También se establecen las variables y condiciones que deben registrarse en el experimento para calcular la eficiencia del compresor Scroll, trabajando como motor; se explica por qué el experimento se asemeja al ciclo Brayton como ciclo prueba.

En el cuarto capítulo se reseñan los pasos que se siguieron para el acondicionamiento del compresor de espirales para que actuara como expansor, así como también se habla de los diferentes elementos que se diseñaron y construyeron; se describen los principios de operación de los instrumentos de medición usados para medir el par, presión, temperatura, etc.

A continuación, en el capítulo quinto, correspondiente al experimento o pruebas, se muestran los datos arrojados durante las pruebas y se hacen los cálculos de potencia al freno y eficiencia.

En el capítulo sexto, se hace un análisis de los resultados. A partir de la relación óptima de presiones se hace una comparación entre el trabajo ideal y el real de la máquina.

Finalmente, se da una conclusión de lo observado en las pruebas y se dice que tan eficiente es el compresor Scroll trabajando como motor.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

En 1885, en Italia, a un hombre se le ocurrió una ingeniosa idea para construir un compresor, imaginó una máquina que consistía en dos espirales, con altura y espesor, que juntas formarían cámaras de volumen variable (en forma de lunas crecientes); el hombre pensó que el fluido entraría por las cámaras de la periferia y que al moverse una de las espirales, el fluido avanzaría adquiriendo mayor presión conforme se dirigiera hacia el centro, donde se encontraría la descarga; el aumento de presión ocurriría a medida que se redujera el volumen de las cámaras formadas. Esto lo lograría fijando una de las espirales y desfasando la otra 180° , esta última se movería describiendo una órbita circular, formándose con ello las cámaras que imaginó. Pero este hombre no pudo ver materializada su idea, y fue un americano, Creux, quien en 1905 patentó la máquina Scroll o de espirales; él tampoco pudo ver materializada la máquina, ya que para esa época no se contaba con tecnología para construir mecanismos tan sofisticados [1].

Estos dos hombres fueron los que inventaron la máquina, pero la geometría y la matemática viene de más atrás. Gracias al estudio de Arquímedes, quien determinó la ecuación de la espiral que hoy lleva su nombre, pudo concebirse el concepto Scroll, la ecuación polar de dicha curva es:

$$r = a\omega$$

Donde: r = magnitud del radio vector.

a = constante

ω = ángulo polar o de posicionamiento del radio vector.

Existe una gran variedad de espirales, diferenciadas una de otra según sea el incremento del radio vector; como ejemplo tenemos a la espiral hiperbólica en donde el radio vector es inversamente proporcional al ángulo polar y tiene la ecuación: $r = a/\omega$. Otra es la espiral logarítmica, cuyo radio vector crece en progresión geométrica, y tiene la ecuación: $r = e^a\omega$.

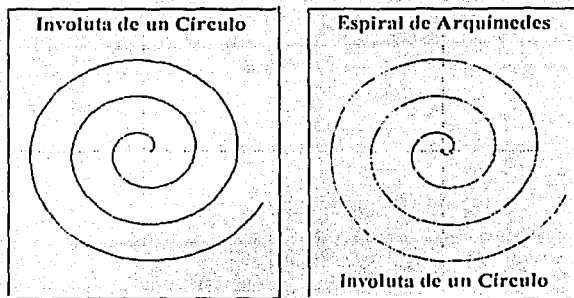


Figura 1. La curva de la izquierda es la involuta de un círculo. En la derecha se puede observar la coincidencia, o diferencia, que hay entre la espiral de Arquímedes y la involuta del círculo; ambas difieren sólo en la parte central.

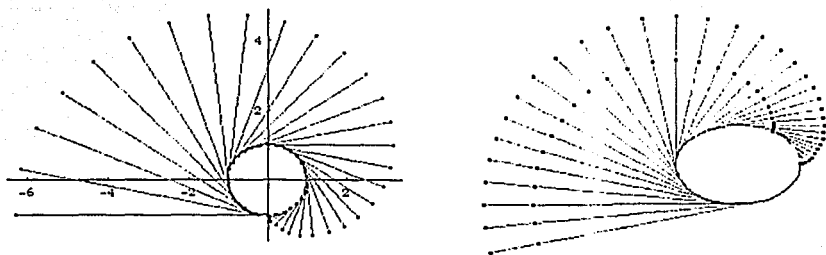


Figura 2. Se ilustra el movimiento de una cuerda que se desenrolla de un círculo y de una elipse, los puntos extremos de la cuerda describen la involuta correspondiente.

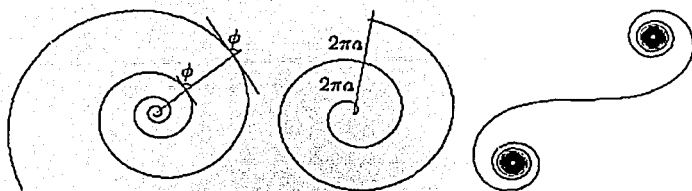


Figura 3. Se muestran tres tipos de espirales, según su paso; a la izquierda aparece la espiral de Bernoulli o logarítmica; al centro la espiral de Arquímedes o lineal, y a la derecha la espiral de Cornu. De las tres, sólo la segunda mantiene el paso constante; ésta es una característica del compresor de Scroll utilizado en este estudio.

Para evitar que haya interferencia entre espirales y por simplicidad en su manufactura, se utilizan las involutas de círculo y la espiral de Arquímedes porque son las únicas que mantienen constante su paso ("pitch"), a diferencia de la espiral hiperbólica y logarítmica.

Debido al espesor de pared de la espiral se tienen dos curvas (involutas), cuyas ecuaciones paramétricas pueden ser representadas como sigue [2] Jian:

$$X_o = R[\cos(\omega_o - \alpha) + \omega_o \sin(\omega_o - \alpha)] \quad (1)$$

$$Y_o = R[\sin(\omega_o - \alpha) + \omega_o \cos(\omega_o - \alpha)] \quad (1')$$

$$X_i = R[\cos(\omega_i - \alpha) + \omega_i \sin(\omega_i - \alpha)] \quad (2)$$

$$Y_i = R[\sin(\omega_i - \alpha) + \omega_i \cos(\omega_i - \alpha)] \quad (2')$$

Donde: R = Radio del círculo base.

X = Coordenada x de un punto en la trayectoria de la curva.

Y = Coordenada y de un punto en la trayectoria de la curva.

α = Ángulo inicial de la curva.

ω = Ángulo cambiante con la curvatura de la espiral.

Los subíndices o e i corresponden a la parte externa e interna de la espiral, respectivamente.

Las dos curvas de la espiral pueden dibujarse usando las cuatro ecuaciones en forma simultánea. Hay trabajos más avanzados sobre la geometría de las curvas de espiral que han sido desarrollados por los matemáticos Jens Gravesen y Christian Henriksen en la Universidad Tecnológica de Dinamarca [3]. Gravesen

Fue hasta 1970, después de la crisis energética, que se retomó el concepto Scroll para aplicarlo como una tecnología alternativa para ahorrar energía. Una vez que se contó con la maquinaria necesaria para fabricar las espirales con precisión, es decir, con máquinas de control numérico (CNC) y otras específicas para fabricar espirales, se pudo desarrollar la máquina de 1885.

Un físico llamado Niels Young fue quien reinventó el concepto Scroll por el año de 1972 y luego contactó a la empresa Arthur D. Little, ésta vio su potencial y empezó a desarrollar un modelo en enero de 1973. Las ventajas y el potencial del compresor de Scroll fueron reconocidos rápidamente por la industria de la refrigeración: Arthur D. Little empezó el desarrollo de la tecnología para la compañía Trane en ese mismo año.

Actualmente el compresor Scroll o de espiral es utilizando ampliamente en equipos de refrigeración por contar con las características siguientes: es durable, rentable, produce poco ruido, tiene poca vibración y buena eficiencia volumétrica, superior a 90%, según datos de fabricantes; es de menor tamaño que los compresores clásicos de pistón y centrifugos.

Compañías como Hitachi, Copeland y Trane utilizan esta máquina.

El desarrollo del compresor Scroll para aire no fue tan rápido. Hitachi y Mitsui Seiki en Japón introdujeron aceite lubricante en los Scroll para aire en los años ochenta, esto fue sólo una variante en el modelo original para refrigeración. Compresores Iwata negoció un convenio con Arthur D. Little para fabricar compresores de aire en 1987. Iwata introdujo el primer compresor Scroll seco, libre de lubricación, en enero de 1992 en Japón, y en los Estados Unidos a través de Powerex en mayo de 1992. Iwata inició su oferta con modelos de 3 y 5 Hp. Air Squared Inc.

empezó hace cinco años, con licencia de Scroll Technology, varios proyectos en diversas áreas, como es en la compresión de aire para la industria, en sopladores de baja presión, en pequeños compresores para la inyección de moldes y en equipos de suministro de aire para hospitales [4].
Air Squared Inc.

Ya no es raro encontrar a los compresores Scroll en los sistemas de aire acondicionado automotriz, hay una amplia variedad de marcas. El Scroll apareció en el mercado por primera vez en 1983 con capacidad nominal de 2.2 a 4.4 kW [5]. Takebayashi

CAPÍTULO 2

CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES Y EXPANSORES

En este capítulo se habla, en forma muy general de los diferentes tipos de compresores y expansores (o motores) que existen. Se hace una breve definición del concepto y de los criterios utilizados para clasificar estas máquinas.

Se escribe un poco de los compresores de desplazamiento positivo sin espacio muerto, de los compresores con espacio muerto y de los turbocompresores.

2.1 MÁQUINAS DE FLUIDO

Según el principio de funcionamiento de las máquinas de fluido, éstas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

Otra clasificación toma en cuenta el sentido que sigue la cesión de energía, es decir, se clasifican en máquinas motoras o máquinas generadoras. En las primeras, el fluido cede energía a la máquina, por ejemplo la turbina de vapor o de gas. En las generadoras, la máquina comunica energía al fluido, por ejemplo una bomba, un turbocompresor.

Las turbomáquinas se llaman también máquinas de corriente o máquinas dinámicas. En ellas, el intercambio de energía se debe a la variación del momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía dotado de movimiento rotativo, que se llama rodete.

Si la máquina intercambia energía sin que cambie el momento cinético del fluido, y si éste permanece confinado por un tiempo, es una máquina de desplazamiento positivo.

Para clasificar las turbomáquinas se pueden seguir criterios diversos. El primero toma en cuenta la compresibilidad del fluido dentro de la máquina. Según este criterio se clasifican en turbomáquinas hidráulicas y turbomáquinas térmicas; en las primeras se considera que el fluido es incompresible, y en las segundas ha de considerarse lo opuesto, es decir, que el fluido es compresible.

Una segunda clasificación considera la dirección que toma el fluido en el rodete, por lo que se clasifican en radiales, axiales y diagonales.

2.2 EXPANSORES

Un motor (o expansor) de fluido es aquella máquina que absorbe energía de un fluido y luego la restituye como trabajo mecánico en el eje (turbina de vapor), o como energía propulsora en el chorro (turboreactor o cohete).

2.2.a. Turbina de gas

La turbina de gas opera según el ciclo Brayton, en su esquema más sencillo (ciclo abierto simple) consta de un compresor, una cámara de combustión y la turbina de gas propiamente dicha, véase la Fig. 4. Se emplea el nombre *turbina de gas* para el conjunto de estos tres elementos, pero no son toda la máquina. Funciona como sigue: entra aire de la atmósfera al compresor, el cual está accionado por la unidad turboexpansora; el aire comprimido entra luego en la cámara de combustión, donde se inyecta y quema combustible, elevándose la temperatura del aire, a presión casi constante. Enseguida, el aire mezclado con los productos de combustión, a alta presión y temperatura, entra en la unidad turboexpansora que desarrolla tanto la potencia necesaria para el accionamiento del compresor como la potencia neta adicional en el eje, el cual puede acoplarse a un alternador o a cualquier otra máquina receptora (bomba, compresor). Este circuito sencillo se emplea también en los turboreactores de los aviones de reacción, pero en ellos la potencia en el eje de la unidad turboexpansora es igual a la potencia de accionamiento del turbocompresor, y la potencia útil es la potencia propulsora desarrollada por el chorro.

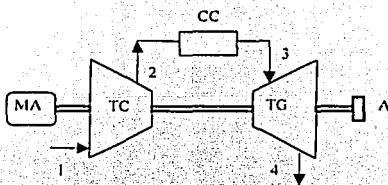


Figura 4. Esquema de una Turbina de Gas que funciona según el ciclo abierto sencillo:
 MA. motor de arranque; TC, compresor; CC. cámara de combustión; TG. turbina;
 A. acoplamiento para la máquina receptora.

2.2.b. Turbina de vapor

La turbomáquina de vapor más sencilla es la turbina de acción de un sólo escalonamiento, (turbina De Laval), Fig. 5, y funciona como sigue: en la tobera fija se expandiona el vapor, incrementándose su energía cinética. La velocidad de salida del vapor depende de la presión y temperatura del mismo antes de la tobera 1, así como de la presión que impere a la salida de la tobera, es decir en la entrada del rodete de álabes 2, pudiéndose controlar la velocidad a la salida de la tobera, controlando dicha presión. En otras turbinas, la tobera se sustituye por una corona de álabes que realiza el mismo papel. En los álabes móviles del rodete 2, el vapor cede energía cinética obteniéndose energía mecánica útil en el eje 3 de la máquina. Los álabes están fijados al disco 4. En las turbinas de reacción, la expansión del vapor se realiza no sólo en los álabes fijos sino también en los móviles del rodete.

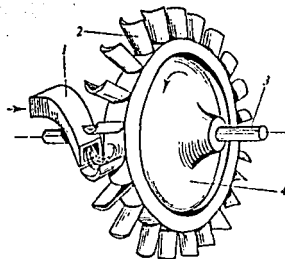


Figura 5. Turbina De Laval

La turbina de vapor es un motor de combustión externa, es decir, la combustión del carbón, combustóleo (fuel oil), etc. se realiza en la caldera, que es un intercambiador externo de calor y los gases de combustión no se mezclan con el fluido de trabajo.

2.2.c. Motor a vapor

James Watt inventó y desarrolló las características principales de la máquina a vapor de cilindro y émbolo.

La máquina a vapor reciprocante fue el corazón del principio de la era industrial; dominó la generación de potencia para servicio estacionario y de transporte, por más de un siglo hasta que se desarrolló el motor de combustión interna y la turbina de vapor. Los mecanismos fueron numerosos pero prácticamente se estandarizó la máquina de desplazamiento positivo de pistón y cilindro. la doble acción, los diseños en configuración horizontal y vertical. etc. Estas

máquinas de vapor eran muy pesadas, con estructuras del orden de 50 a 100 lb/hp; tenían pistones con velocidades bajas, entre 600 y 1200 ft/min; tenían carreras largas, de más de 6 ft, y velocidades de rotación de 50 a 500 rpm. Operaban con presiones de vapor inferiores a 300 lb/in² (saturado seco o con sobrecalentamiento de 100 a 200 °F) y sin condensador, o con vacío de +/- 25 pulgadas de mercurio en el condensador. La diversificación de las válvulas fue un paraíso para los inventores y dio como resultado muchas aplicaciones, por ejemplo, en locomotoras y barcos. [6]. Marks

2.3. COMPRESORES

Los compresores agregan energía al fluido (energía mecánica), que es suministrada a través del rodete en los turbocompresores y del mecanismo que reduce el tamaño de la cámara, en las máquinas de desplazamiento positivo.

2.3.a. Compresores de desplazamiento positivo.

Entre los compresores de desplazamiento positivo, encontramos a los de tipo soplador con lóbulos (Rootes), los de pistones o reciprocantes, los de tornillo, los rotativos, los de espiral o Scroll, los de diseño de anillo de agua y los de aspas deslizables. Todos tienen el mismo tipo de curva de rendimiento, es decir, son de capacidad volumétrica fija y tienen presiones de descarga variables; sólo tienen pequeñas variaciones en el flujo, en una amplia gama de presiones. Estos compresores funcionan según el principio de la compresión adiabática. es

decir que no hay adición o extracción de calor durante el proceso de compresión. Los compresores pueden ser del tipo lubricado o sin lubricar: si el proceso lo permite, es preferible tener un proceso lubricado, por las piezas que están sometidas a fricción. Los problemas más grandes en los compresores con cilindros lubricados se deben a la suciedad y a la humedad, pues éstas destruyen la película de aceite lubricante que permite el deslizamiento no forzado entre el pistón y la pared del cilindro.

2.3.b. Scroll

Es una máquina de desplazamiento positivo que se puede considerar como rotativa, con la característica principal de que la compresión se lleva a cabo entre dos espirales que forman cámaras de volumen variable.

El Scroll es una máquina que gira a unas 3450 rpm y es de alta precisión en su manufactura. Tiene eficiencias volumétricas mayores que los compresores de pistón, del orden del 90%; aunque tiene mayores pérdidas por fricción, el ruido que produce es menor y las vibraciones son muy bajas: no tiene válvulas y puede girar a alta velocidad; hay discos que toleran el ingreso de líquido; puede ser una máquina libre de aceite y como es una máquina de desplazamiento positivo, tiene alta capacidad de presión. [4] Air Squared Inc.

Hablando de construcción, los compresores de pistón, en comparación con los Scroll tienen ciertas desventajas, una de ellas es que los compresores de pistón tienen más piezas móviles en comparación con el de espiral, cerca de 63% menos. [1] Beseler

En aspectos como vibración, ruido y eficiencia volumétrica, el compresor de espiral tiene una ventaja considerable. Como se mencionó anteriormente, este compresor tiene menos piezas, por ello su tamaño es menor.

Es cierto que el compresor de pistón tiene más piezas pero éstas producen menos pérdidas por fricción en comparación con el Scroll, ya que en este último, las empaquetaduras de los bordes de las espirales producen fricción constante.

La eficiencia volumétrica de los compresores de desplazamiento positivo es del orden de 75% en los de pistones y de 90% a 97% en el Scroll, según [7].Etemand

2.3.c. Compresores reciprocantes sin espacio muerto.

Todos los compresores de movimiento alternativo o reciprocantes tienen un volumen o espacio muerto entre la parte superior del émbolo y la parte del cilindro donde se encuentran las válvulas de succión y descarga. Considerar nulo el volumen de espacio muerto significa que el gas es expulsado totalmente del cilindro cuando el émbolo se encuentra en el punto muerto superior de su carrera. La Fig. 6-a muestra el ciclo de compresión en el plano p-V; vemos que de 4 a 1, se produce la entrada de gas a presión constante hasta que el émbolo llega al punto muerto inferior, estado 1; el gas es comprimido politrópicamente de 1 a 2 hasta que la presión es igual a la que hay en la tubería de descarga; la válvula de escape se abre y el gas es descargado a presión constante del estado 2 al estado 3; como no quedó dentro nada de gas, la presión es indefinida. Tan pronto y retrocede el pistón una distancia infinitesimal, la válvula de

succión se abre y el gas vuelve a entrar de 4 a 1. Por otra parte, la línea de 1 a 2' ilustra un proceso de compresión isotérmica; se observa que hay una diferencia entre el trabajo necesario para comprimir el gas de 1 a 2, y el trabajo de 1 a 2', siendo menor este último.

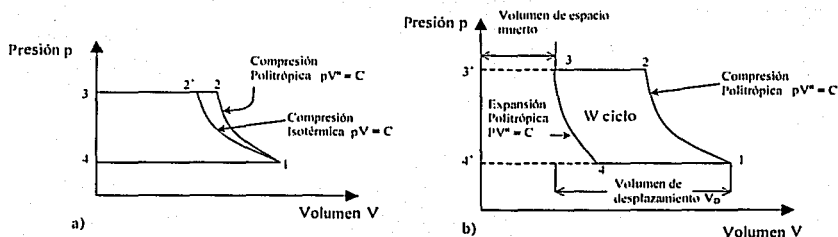


Figura 6. Diagramas p-V correspondientes a un compresor alternativo de simple acción; a) Sin espacio muerto; b) Con espacio muerto.

2.3.d. Compresores recíprocos con espacio muerto.

Lo expuesto en el párrafo anterior no sucede en la realidad, es decir, en los compresores sí existe espacio muerto. El émbolo no se desplaza hasta tocar la parte superior del cilindro, por lo cual queda cierto espacio libre alrededor de las válvulas, que es conocido como volumen de espacio muerto y generalmente se expresa como una fracción (%) del volumen de desplazamiento total; a esta fracción se le conoce como coeficiente de espacio muerto, C , y se define como:

$$C = \frac{(\text{volumen de espacio muerto})}{(\text{volumen de desplazamiento})} = \frac{(V_3 - V_3')}{(V_1 - V_3')}$$

Característicamente, el valor de C varía por lo general entre 3% y 10% [13].

La Fig. 6-b muestra, en el plano p-V, un compresor con espacio muerto. Empieza el ciclo en el estado 1, luego el gas es comprimido politrópicamente hasta el estado 2; después se abre la válvula de descarga y el gas es expulsado a presión constante desde 2 hasta 3. En el estado 3, el émbolo se encuentra en el límite superior de su carrera y conforme retrocede, la válvula de descarga se cierra y el gas atrapado se expande hasta alcanzar el estado 4. En este último, la presión del cilindro es lo suficientemente baja para admitir nuevamente gas a través de la válvula de succión, hasta llegar al estado 1 y completar así el ciclo. La eficiencia volumétrica depende del volumen del espacio muerto, su definición es la siguiente:

$$\text{Eficiencia volumétrica } \eta_v = \frac{(\text{volumen real admitido})}{(\text{volumen que debería entrar, si no hubiera espacio muerto})}$$

$$\eta_v = \frac{(V_1 - V_4')}{(V_1 - V_3')} = C \left(\frac{V_1 - V_1'}{V_3 - V_3'} \right)$$

2.3.e. Turbocompresores

En un compresor turbo, o centrífugo, aumenta la velocidad del gas al pasar por el impulsor y luego se reduce en forma controlada para producir el flujo y presión deseados.

Una turbomáquina es aquella cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas. con esta ecuación se calcula el trabajo o energía específica intercambiada entre el fluido y el rodete: $\pm W' = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$, cuyas dimensiones son J/kg.

Donde: u_1, u_2 , son las velocidades periféricas del álabe a la entrada y a la salida; c_{1u}, c_{2u} son las componentes periféricas de las velocidades absolutas del fluido, a la entrada y a la salida de los álabes. El signo (+) corresponde a las máquinas motoras y el (-) a las generadoras. [8]

Mataix

Se ha hecho otra división para referirse a la dirección que toma el fluido en el rodete de la máquina y establecer así tres subgrupos que son: radial si el fluido entra y sale con un ángulo de 90°; axial si el fluido entra y sale sin cambio y mixto si el fluido entra y sale con una dirección de entre 0° y 90°.

Existen diferencias notables en las relaciones de compresión entre un subgrupo y otro, es decir, los turbocompresores radiales tienen mayor relación de compresión por etapa que los axiales; en tanto que en estos últimos es más fácil construir etapas en serie para aumentar la relación de compresión.

Hay curvas en donde podemos observar el comportamiento de la máquina bajo diferentes condiciones de funcionamiento y ver su eficiencia. Cada máquina tiene sus propias curvas y podemos decir que son la huella digital de la máquina. Los turbocompresores son máquinas con eficiencias volumétricas cercanas al 80% [13]. Greene

En lo que cabe a la manufactura de este tipo de compresores, el grado de dificultad es alto. Son máquinas muy veloces, así que se tiene que tener cuidado con el balanceo del impulsor, en especial con los axiales: otras partes, como los sellos y rodamientos son de una calidad elevada.

Ejemplos en donde se emplea este tipo de compresores los vemos en las turbinas propulsión de aviones y en equipos de procesos químicos.

CAPÍTULO 3

ASPECTOS TEÓRICOS DEL CONCEPTO SCROLL

En este capítulo se hace un análisis de la mecánica y termodinámica de la máquina Scroll; se estudia en sus funciones como compresor y como expansor. Por último se define el programa experimental que se requiere para determinar la eficiencia del expansor.

3.1. MECANICA DEL COMPRESOR DE ESPIRALES

3.1.a.- Estructura Básica

La estructura básica del compresor de espiral o Scroll que se adquirió para las pruebas consta de seis elementos principales: una espiral fija, una espiral móvil, un mecanismo que imparte movimiento orbital circular a la espiral móvil (cople de Oldham), una flecha con leva, un

contrapeso para balancear y la carcasa. Las Figuras 7 y 8 son fotografías de algunos componentes.

Las dos espirales están definidas por involutas de círculo, y están desfasadas 180° una con respecto a la otra. La espiral fija está unida a la carcasa y la espiral orbital se encuentra acoplada al mecanismo de Oldham, el que a la vez está acoplado con la leva y la flecha. El rodamiento de la flecha es de bolas.

Una parte importante del compresor es el sistema de sellado del borde plano de las espirales, la hermeticidad se logra a través de empaquetaduras de material sintético resistente a la fricción.

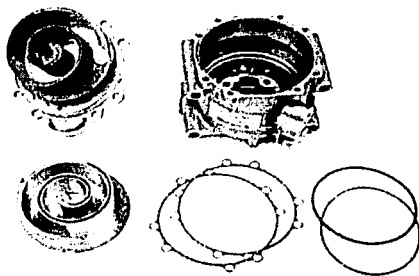


Figura 7. Fotografía de componentes del compresor Scroll.

El cople de Oldham, véase la Fig. 8, consiste en dos anillos con orificios redondos alineados en círculo, separados mediante balines; uno está fijo en la tapa de la carcasa y el otro está colocado en la base de la espiral móvil, este mecanismo impide el giro de la espiral móvil, sólo permite que haya movimiento orbital, esto se logra al moverse los balines, siguiendo el borde interno de los orificios redondos; este camino lo siguen los balines cuando gira la leva, en otras palabras los balines son los encargados de transformar el movimiento circular en orbital, junto con los anillos.

Este cople es conocido también como *ball coupling*. El contrapeso que está situado excéntricamente con respecto a la flecha, ayuda a balancear a la espiral en su movimiento orbital.

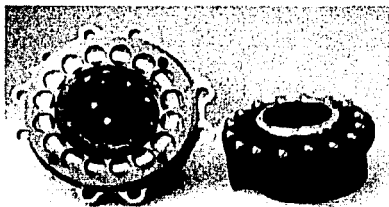


Figura 8. Partes del cople de Oldham: anillos y balines. La espiral móvil es la pieza derecha y se acopla con la izquierda. La leva y el contrapeso aparecen en el centro de la pieza izquierda.

Aunque en la Fig. 9 se describen las etapas del proceso de expansión, esta figura es útil para comprender el proceso de compresión, sólo hay que invertir la secuencia indicada. La compresión en el Scroll empieza cuando el gas de succión entra simultáneamente a las dos cámaras que se forman en la periferia de las espirales (cámaras en forma de luna creciente de tamaño grande), mismas que después se cierran y van reduciendo de tamaño, según orbita la espiral, acercándose al centro, este cambio de volumen implica aumento de presión en el fluido. Una vez que el par de cámaras llega al centro, se comunican entre sí y el gas que contienen se descarga a través del orificio que se encuentra situado ahí.

Generalmente toma dos o tres rotaciones el llevar el fluido desde la periferia al centro, esto depende del número de vueltas que tenga la espiral.

Como se dijo en el párrafo anterior, el gas o fluido por comprimir entra a las dos cámaras de la periferia en iguales proporciones; una característica de las cámaras de cada par formado es que están situadas en lados opuestos, respecto al centro (véase la parte central de la Fig. 9), esto ocasiona que haya equilibrio entre las fuerzas que ejerce la presión dentro de las cámaras, dando como resultado que no se produzcan vibraciones al trabajar el compresor.

Por otra parte, cuando el fluido adquiere presión se produce una fuerza que tiende a separar axialmente las espirales, esta fuerza es soportada por los balines del cople de Oldham.

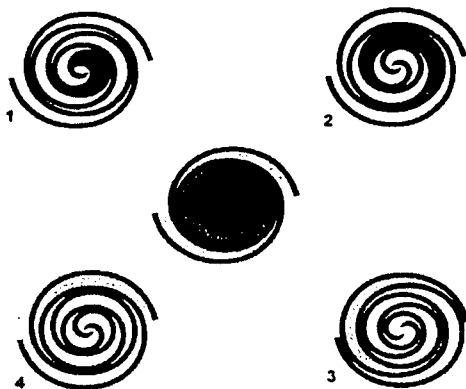


Figura 9. Etapas del proceso de expansión en un expansor Scroll. Se muestra el crecimiento de una cámara, según el movimiento orbital de la espiral móvil. El volumen inicial de la cámara aparece en 1 y el final en 3; luego se desaloja el aire, a medida que va desapareciendo la cámara. En la figura del centro aparecen todas las cámaras en operación, [3]. Gravesen

Ahora bien, el proceso de expansión es inverso al anterior, es decir, el fluido de trabajo tendrá inicialmente presión elevada y entrará por el orificio de descarga del compresor, para después expandirse en las cámaras (lunas crecientes) que se irán formando, mismas que pasarán de un tamaño menor a uno mayor, para terminar saliendo por la periferia de las espirales y descargar por la que antiguamente era la entrada del compresor. Lo anterior se puede observar en la Figura 9.

En los dos procesos, compresión y expansión, el cople de Oldham funciona de la misma manera, sólo cambia el sentido de rotación, en compresión sigue el sentido de las manecillas del reloj, y en expansión el sentido opuesto al horario.

3.1.b.- Relaciones de compresión y expansión.

En una máquina ideal de desplazamiento positivo sin espacio muerto, el desplazamiento volumétrico es el volumen de gas presente en la cámara al inicio del proceso de compresión o de expansión. En los esquemas de la Fig. 10 se observa que si la máquina trabaja como compresor, su desplazamiento es el volumen mayor y si opera como expansor es el volumen menor.

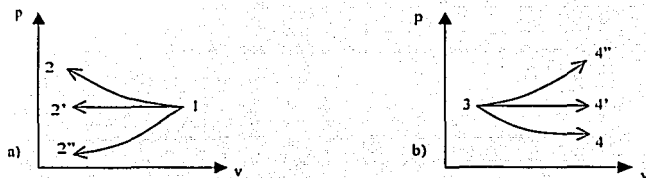


Figura 10. a). Casos de compresión. b). Casos de expansión.

De lo anterior podemos ahora definir dos conceptos importantes, como son las relaciones de compresión y de expansión, mismas que se refieren al cambio de volumen que experimenta el gas en el proceso:

$$(\text{Relación de compresión}) = \left(\frac{V_{\text{inicial}}}{V_{\text{final}}} \right)_{\text{compresor}} = \left(\frac{V_{\text{final}}}{V_{\text{inicial}}} \right)_{\text{expansor}} = (\text{Relación de Expansión}) \quad (3)$$

En cuanto al cambio de presión que ocurre al comprimir o expandir el gas, se tiene:

$$(Relación\ de\ Presiones)_{compresor} = \left(\frac{P_{final}}{P_{inicial}} \right)_{compresor} = \left(\frac{P_{inicial}}{P_{final}} \right)_{expansor} = (Relación\ de\ Presiones)_{expansor} \quad (4)$$

Si los procesos se refieren a la compresión o expansión isentrópica de un gas ideal, se tiene que:

$$(Relación\ de\ Presiones)_{compresor} = \left(\frac{V_{inicial}}{V_{final}} \right)_{compresor}^k = \left(\frac{V_{final}}{V_{inicial}} \right)_{expansor}^k = (Relación\ de\ Compresión\ o\ Expansión)_{expansor} \quad (5)$$

En cuanto a la máquina Scroll, las variables geométricas básicas que determinan el perfil de la espiral (involuta de círculo), son las siguientes, ver la Fig. 11:

Radio del círculo generador, R_g .

Ángulo de inicio de la involuta, α_s .

Ángulo del espesor de la espiral, α_t .

Número de vueltas de la espiral, N .

Altura de la espiral, H .

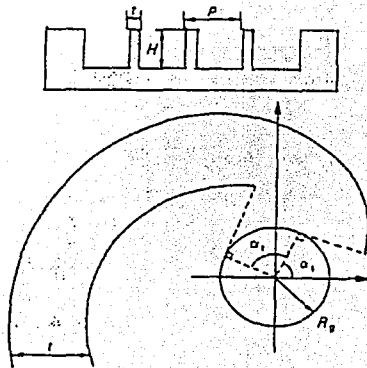


Figura 11. Geometría básica del perfil de la espiral [7]. Etemand

Con estas variables se puede determinar la geometría del perfil y obtener otras variables como el paso P , el espesor t , el radio de la órbita R_o (excentricidad) y el volumen de las cámaras en la entrada y salida V_e y V_s [7]. Etemand

El paso de la espiral se define como:

$$P = 2\pi R_o \quad (6)$$

El espesor es:

$$t = R_o \alpha, \quad (7)$$

Si el espesor de las dos espirales que forman el compresor es el mismo, el radio de la órbita es:

$$R_o = \frac{(P - 2t)}{2} \quad (8)$$

En el caso del compresor, el desplazamiento volumétrico a la entrada, tomando en cuenta las dos cámaras, es:

$$V_e = PR_o H (2\alpha_w - \alpha_s - 3\pi) \quad (9)$$

Donde α_w es el ángulo final (descarga) de la involuta, correspondiente al primer punto de sellado de la espiral, el cual contiene el par de cámaras formadas al final de la etapa de succión.

Aplicando la ecuación anterior (volumen de cámaras de admisión) a las cámaras de salida, se obtiene el volumen final:

$$V_s = PR_o H [2(\alpha_s + 3\pi) - \alpha_s - 3\pi] \quad (10)$$

Con estos volúmenes se puede obtener la relación de compresión, que es igual a:

$$\frac{V_e}{V_s} = \frac{[2\alpha_w - \alpha_s - 3\pi]}{[2(\alpha_s + 3\pi) - \alpha_s - 3\pi]} \quad (11)$$

3.2 TERMODINÁMICA DEL SCROLL

Como el compresor Scroll es una máquina de desplazamiento positivo, los principios termodinámicos de operación de éstas máquinas son aplicables, y las ecuaciones de la compresión adiabática reversible pueden ser usadas directamente.

Para calcular la temperatura final T_2 , en una compresión o expansión adiabática e isentrópica, puede usarse la ecuación correspondiente de los gases ideales.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (12)$$

Donde: P_2 = Presión de salida (abs).

P_1 = Presión de entrada (abs).

T_1 = Temperatura de entrada (abs).

T_2 = Temperatura de salida (abs).

k = Razón de calores específicos = (C_p/C_v) .

3.2.a.- Potencia y trabajo ideales.

La potencia ideal (proceso adiabático reversible), se calcula con la ecuación siguiente:

$$(Potencia)_{\substack{\text{compresor} \\ \text{o} \\ \text{expansor} \\ \text{ideal}}} = m(h_2 - h_1) = mR_{\text{gas}} T_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (kJ/V) \quad (13)$$

Donde: m = Flujo másico. (kg/seg).

h_1 = Entalpía a la entrada del expansor. (kJ/kg).

h_2 = Entalpía a la salida en una expansión isentrópica. (kJ/kg).

R = Constante del gas. (kJ/kg K).

Para calcular el trabajo teórico específico de compresión o de expansión W , en la máquina Scroll, se elimina el flujo másico en la ecuación Ec. 13:

$$W = (h_2 - h_1) = R_{\text{gas}} T_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\} \begin{matrix} \text{kJ} \\ \text{kg} \end{matrix} \quad (14)$$

3.2.b.- Eficiencias.

Ahora bien, puesto que nuestro objetivo es encontrar la eficiencia del expansor Scroll, a continuación se definirán los conceptos respectivos que nos ayudarán en el estudio.

Eficiencia interna.

La eficiencia interna se define como el cociente del trabajo (o potencia) producido por el fluido en el interior de la máquina, en una expansión real, dividido entre el trabajo (o potencia) producido en una expansión isentrópica:

$$\eta_{\text{interna expansor}} = \frac{(h_1 - h_{2s})}{(h_1 - h_2)} \quad (15)$$

Donde: h_1 = Entalpía a la entrada, (kJ/kg).

h_{2s} = Entalpía a la salida, en una expansión ideal, (kJ/kg).

h_2 = Entalpía a la salida, en una expansión real, (kJ/kg).

Eficiencia mecánica.

Esta eficiencia se define como la potencia al freno dividida entre la potencia desarrollada por el fluido en el interior de la máquina, en una expansión real.

$$\eta_{\text{mecánica}} = \frac{\text{Potencia al freno}}{m(h_1 - h_2)} \quad (16)$$

En la práctica, determinar la entalpía real del fluido (h_2') al abrirse las dos últimas cámaras del expansor Scroll presenta algunas dificultades.

Eficiencia global.

Si se conocen los valores de eficiencia interna y mecánica, sólo hay que multiplicarlas para obtener la eficiencia global de la máquina. Conocer el valor de las eficiencias involucradas es difícil ya que no es sencillo medir la presión y temperatura del fluido al momento de salir de las cámaras.

$$\eta_{\text{global}} = (\eta_{\text{interna}})(\eta_{\text{mecánica}}) \quad (17)$$

o sea que:

$$\eta_{\text{global}} = \frac{\text{Potencia al freno}}{\text{Potencia producida por el fluido en una expansión isentrópica}} \quad (17')$$

$$\eta_{\text{global}} = \frac{\text{Potencia al freno}}{m(h_1 - h_2)} \quad (17'')$$

Este estudio se apoya en la ecuación (17'), ésta se utilizará para los cálculos, junto con los datos obtenidos en las pruebas realizadas.

3.3 SELECCIÓN DEL PROCESO EXPERIMENTAL

En la introducción se mencionó que se utilizaría algo parecido a un ciclo Brayton para estudiar la expansión en el Scroll, ¿porqué se tomó esa decisión? Para contestar esta pregunta se describen primero los ciclos Rankine y Brayton, esto conduce al criterio para definir el experimento.

Ciclo Rankine

El ciclo Rankine ideal consiste básicamente en cuatro procesos, Fig. 12. El ciclo empieza en la bomba, en donde se comprime isentrópicamente el líquido que sale del condensador, hasta que alcanza la presión necesaria para que entre a la caldera (proceso 4-1); para pasar del estado 1 al 2, la caldera suministra calor para que el líquido se evapore a presión constante y se convierta en vapor saturado; en el proceso 2-3, el vapor se expande isentrópicamente en la turbina; luego el vapor húmedo sale de la turbina y llega al condensador donde se extrae calor a presión y temperatura constante, proceso 3-4, hasta que se obtiene líquido, punto 4.

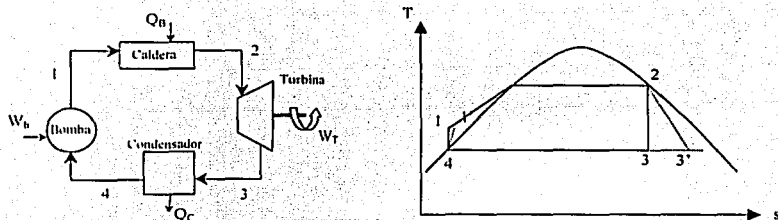


Figura 12. Componentes del Ciclo Rankine y su representación en el plano T - s .

El calor suministrado en el proceso 1-2 puede provenir de combustibles fósiles convencionales, de un reactor nuclear o de energía solar, es decir, la caldera puede ser un reactor o un concentrador solar. En el proceso de expansión 2-3 se utiliza una turbina, sin embargo, también se puede utilizar un motor de pistones o, como en nuestra propuesta, usar el expansor Scroll.

Ciclo Brayton

Este ciclo también es conocido como turbo-motor de combustión interna (turbina de gas) y puede ser del tipo cerrado o abierto; el ciclo abierto es el más común. Fig.13. En el ciclo ideal, el aire atmosférico es tomado de manera continua por el compresor, teniendo lugar una compresión adiabática y reversible, proceso 1-2; a continuación se le agrega calor isobáricamente mediante la combustión de un combustible en la cámara, proceso 2-3; luego, el fluido se expande adiabática y reversiblemente en la turbina, proceso 3-4, y por último escapa a la atmósfera cediendo calor isobáricamente, proceso 4-1.

En un ciclo cerrado, Fig. 14, el calor suministrado tiene que provenir de una fuente externa por ejemplo un intercambiador de calor, y el fluido debe ser enfriado después de salir de la turbina y antes de entrar al compresor.

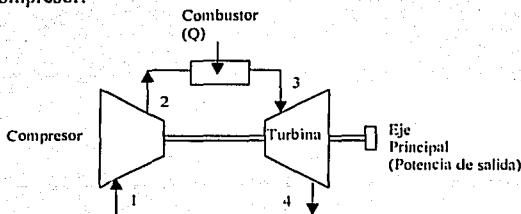


Figura 13. Unidad motriz de turbina de gas en ciclo abierto.

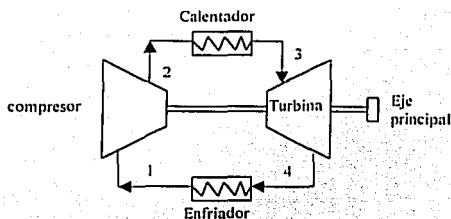


Figura 14. Unidad motriz de turbina de gas en ciclo cerrado

Ahora compararemos el ciclo Brayton y el ciclo Rankine, en ambos ciclos la adición y cesión de calor es isobárica y en ambos la expansión y compresión son isentrópicas, véase la Tabla 1.

TABLA 1. Analogía entre elementos de los ciclos de potencia.

PARTES EQUIVALENTES	
Ciclo Rankine.	Ciclo Brayton.
Turbina de Vapor.	Turbina de Gas.
Condensador.	Atmósfera. (ciclo abierto)
Bomba.	Compresor.
Caldera, Sobrecalentador.	Cámara de Combustión

La diferencia esencial entre ambos ciclos es que en el ciclo Rankine hay cambio de fase de líquido a vapor, teniendo lugar la compresión en la fase líquida, siendo el trabajo de compresión mínimo. Lo contrario sucede en el ciclo Brayton, en que el trabajo de compresión se realiza en fase gaseosa, y absorbe una parte importante del trabajo producido en la turbina; por tanto el trabajo neto es menor.

El fluido de trabajo es un factor muy importante que debe tomarse en cuenta al elegir los procesos del experimento. En nuestro caso no es conveniente probar el compresor Scroll con un fluido como el agua, ya que estaría en contacto directo con los rodamientos internos de la máquina: el Scroll fue concebido para trabajar con el refrigerante *R124a*, por tanto, el aire a presión y temperatura elevadas es lo mejor para experimentar la expansión.

Se buscará armar algo sencillo, parecido al ciclo Brayton. Esto presenta la ventaja de que sólo son necesarios dos elementos adicionales a la máquina Scroll, uno es el compresor que suministra el aire a presión y el otro es un calentador de aire que utilizará resistencias eléctricas en lugar de quemar combustible.

CAPÍTULO 4

BANCO DE PRUEBAS.

Para llevar a cabo la expansión de aire en la máquina Scroll se montó algo parecido a un ciclo Brayton, con la diferencia de que el compresor y el expansor no están ensamblados en una flecha común. Se construyeron un calentador eléctrico para el aire y un freno de Prony para medir la potencia al freno; éste último fue hecho con un freno de tambor de un vehículo VW. Además se fabricó una pequeña bomba de operación manual para activar el sistema hidráulico de las balatas. También se construyó una placa de orificio para medir el flujo en el sistema y se hizo una calibración de la misma, así como de los manómetros y báscula utilizados.

Los principios de operación de cada uno de estos componentes se describen en este capítulo y se hace una reseña de la manufactura de los mismos.

4.1.- PARTES PRINCIPALES

4.1.a.- Freno de Prony

La potencia al freno será medida con un dispositivo mecánico llamado *Freno de Prony*, Fig. 15. el cual consta de cinco elementos, que son: un tambor, un eje, un brazo de palanca, un sistema que frena el tambor y un instrumento que mide la fuerza de frenado aplicada, usualmente una báscula.

El trabajo mecánico se define como la magnitud del producto de una fuerza por la distancia recorrida por el punto en que se ha aplicado la misma. En cada revolución del tambor de freno, un punto que se localice en su perímetro se desplaza una distancia $2\pi r$. Una fuerza de fricción uniforme, f , aplicada por la balata actúa contra la rotación del tambor durante dicha revolución; de manera que el trabajo W , que se disipa como calor de fricción, durante cada vuelta es:

$$W = 2\pi r f$$

El par producido ($r \cdot f$), es equilibrado por otro de la misma magnitud y sentido opuesto, que es igual al producto de la longitud del brazo de freno, R , por la fuerza F que se transmite a la báscula. De modo que $(r \cdot f) = (R \cdot F)$; por consiguiente, el trabajo por revolución es:

$$W = 2\pi R F \quad (18)$$

Donde: F = fuerza neta registrada por la báscula, (kg).

R = longitud del brazo del freno. (m).

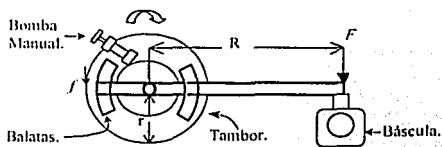


Figura 15. Freno de Prony.

Si potencia, por definición, es la velocidad a la que se efectúa el trabajo, y si se conoce el número de revoluciones por unidad de tiempo, podemos calcular la potencia:

$$\text{Potencia} \left[\text{kg}_f \cdot \text{m} / \text{min} \right] = 2\pi R F n \quad (18')$$

$$\text{Potencia} \left[\text{kW} \right] = \frac{2\pi R F n}{6118.7} = \frac{R F n}{973.8} = \frac{nT}{973.8} \quad (18'')$$

Donde: n = revoluciones por minuto del tambor.

$T = R \cdot F$ = par o momento de torsión (kg-m)

4.1.b.- Expansor Scroll

La máquina de espirales (Scroll) con que se trabajó es de la marca SANDEN, y es parte integral del sistema de aire acondicionado de automóviles de varias marcas. La Tabla 2 presenta algunas especificaciones de este compresor.

TABLA 2. Datos de placa del compresor Scroll.

Serial No. 00828712770
Model No: 4961
CHRYSLER PT No: 04595666 REV:A
OIL 20-15 REFRIGERANT 134a
SANDEN INTERNATIONAL/USA.INC
TRS090 SCROLL COMPRESSOR
ROTATION C.W. → ONLY

El único dato técnico útil para este estudio, que muestra la Tabla 2, es el desplazamiento, que es de 90 cm^3 , según la leyenda TRS090; por ese motivo fue necesario medir el volumen de las cámaras para determinar la relación de compresión y el desplazamiento que tendría la máquina al operar como expansor.

Para medir los volúmenes inicial y final de las cámaras en forma práctica, es necesario situar la espiral móvil en el punto en que se cierran las cámaras de admisión, que es el mismo punto en que las cámaras de salida alcanzan el volumen mínimo. Una vez que se alcanza tal punto, el volumen puede determinarse de varias maneras; en este caso se midió el área de las superficies planas de las cámaras, y el volumen se calculó como el producto del área por la altura de la espiral. Los volúmenes de las cámaras de admisión y de escape del compresor resultaron de ser de 93.6 y 39.8 cm^3 , respectivamente.

Por tanto, el desplazamiento volumétrico es de $93.6 \text{ cm}^3/\text{revolución}$ cuando opera como compresor, y de $39.8 \text{ cm}^3/\text{revolución}$ si trabaja como expansor.

La relación de compresión correspondiente, según la ecuación 3, es de:

$$(\text{Relación de compresión}) = \left(\frac{V'_{\text{actual}}}{V'_{\text{final}}} \right) = \left(\frac{93,6}{39,8} \right) = 2,35$$

Si el compresor trabaja en forma inversa, como expansor, la *Relación de Expansión* es la misma, tal como se mencionó en la sección de la mecánica del Scroll.

4.1.c.- Fuente de aire a presión.

Otro elemento del banco experimental es el compresor que suministra el aire que será luego expandido. este compresor es de gran capacidad, tipo reciprocante, de dos etapas de compresión y 4 cabezales (8 pistones en total) impulsado por un motor eléctrico de 25Hp.

4.2.- MEDICIÓN DE VARIABLES DE INTERÉS.

4.2.a.- Flujo (Placa de Orificio)

La placa de orificio es un instrumento de medición muy importante ya que permite determinar, de una manera relativamente fácil, el flujo de un líquido, gas o vapor. Una placa de orificio es una placa de metal con un barreno, cuyo diámetro es por lo general de un 50 a 75% el diámetro del tubo. Es un dispositivo que reduce la sección de flujo de la tubería, de modo que se produzca una caída de presión adicional, ésta última se mide con un manómetro de columna de líquido, con forma de U. El flujo másico, en kg/seg, se calcula con la ecuación siguiente [9].

$$m = Y C_0 A_0 \rho_f \sqrt{\frac{2g(\Delta p)}{\rho_f}} \left[1 - \left(\frac{D_0}{D_T} \right)^4 \right] \quad (19)$$

Donde: C_0 = Coeficiente de orificio o coeficiente de descarga para el caudal. Este coeficiente varía entre 0.60 y 0.62 para orificios concéntricos de bordes afilados, si el número de Reynolds es mayor de 20000 y si la toma posterior está en la vena contracta. Los valores de este coeficiente pueden encontrarse en la referencia [9] Holman.

D_T = Diámetro de la tubería, (m).

Y = Factor empírico de expansión (cuando el fluido es un gas).

A_0 = Área del orificio, (m²).

D_0 = Diámetro de orificio, (m).

ρ_f = Densidad del fluido de trabajo, (kg/m³).

ρ_m = Densidad del líquido del manómetro, (kg/m³).

Δp = Caída de presión en la placa, (kg/m²).

El factor empírico de expansión Y , se calcula mediante:

$$Y = 1 - \frac{0.41 + 0.35 \left(\frac{D_0}{D_T} \right)^4}{k} \left(\frac{\Delta p}{P_2} \right) \quad (20)$$

La densidad del gas se calcula con la ecuación correspondiente de los gases ideales:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (21)$$

Y la caída de presión, en función de la altura de la columna de líquido, con:

$$\Delta P = L \cdot (\rho_m - \rho_l) \quad (22)$$

Donde: L = Altura de la columna de líquido en el manómetro U, (m).

R = Constante del gas de trabajo, (J/kg °K).

k = Relación de calores específicos del gas.

P₂ = Presión en la tubería, después de la placa, (kg/m²).

Suponiendo que el número de Reynolds corresponde a flujo turbulento, se tiene: C₀ = 0.61, [9].

Así que, conociendo la altura de la columna de líquido en el manómetro U, y la temperatura y presión del fluido de trabajo a la salida de la placa, se puede calcular el flujo másico que circula.

4.2.b.- Presión.

Una variable muy importante en el estudio de la expansión en el Scroll, es la presión. Para la medición de ésta se usaron manómetros tipo Bourdon, los cuales indican una diferencia de presión. Llamada presión manométrica. Esta se considera en relación con la atmosférica, es decir, presión atmosférica + presión manométrica = presión absoluta. En otras palabras, la presión manométrica es la diferencia entre la presión existente en una región con la cual se comunica el manómetro a través de su conexión roscada, Fig. 16, y la que hay en la región que rodea al instrumento.

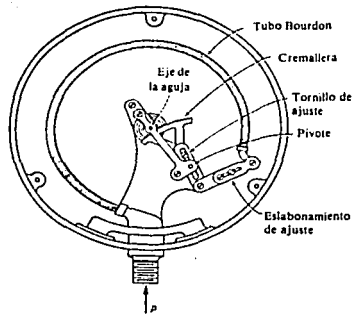


Figura 16 Mecanismo de un manómetro metálico Bourdon.

En el mecanismo de un manómetro Bourdon, el fluido entra al aparato por la conexión roscada. A medida que aumenta la presión, el tubo curvado de sección elíptica (*Tubo de Bourdon*) tiende a enderezarse, y el extremo que está más próximo al sistema articulado se mueve hacia la derecha. Este dispositivo produce la rotación del sector de engrane (cremallera), el cual mueve a un piñón que está unido a la aguja indicadora. Todo el mecanismo está contenido en una caja, y una carátula sobre la cual se lee la presión, se encuentra debajo de la aguja.

Otro instrumento empleado para medir diferencias de presión es el *Manómetro de Columna de Líquido*: éste es básicamente un tubo con forma de U, usado para medir la presión antes y después de una placa de orificio. En la Fig. 17 se muestra un esquema de este manómetro; la ecuación 22 es útil para calcular (ΔP), a partir de la altura L y de las densidades del fluido de trabajo y del líquido empleado.

$$\Delta P = L \cdot (\rho_m - \rho_f)$$

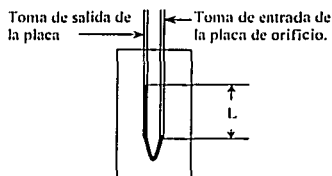


Figura 17. Manómetro U, de columna de líquido.

Por último, un instrumento que se empleó para controlar la presión de trabajo fue el *Regulador de Presión*, la forma en que trabaja se explica en seguida, véase la Fig. 18. La fuerza que ejerce la presión del fluido actúa en la parte inferior de un diafragma; cuando esta fuerza es mayor que otra que se aplica en sentido opuesto con un resorte, el diafragma se mueve hacia arriba y cierra la válvula de entrada de aire. Cuando la demanda de aire se incrementa, la presión disminuye en la parte inferior del diafragma y éste se mueve hacia abajo, permitiendo que el resorte se extienda y que se abra la válvula para que entre de nuevo aire al regulador. Para alcanzar la presión de salida deseada, se hace girar manualmente un tornillo que comprime el resorte.

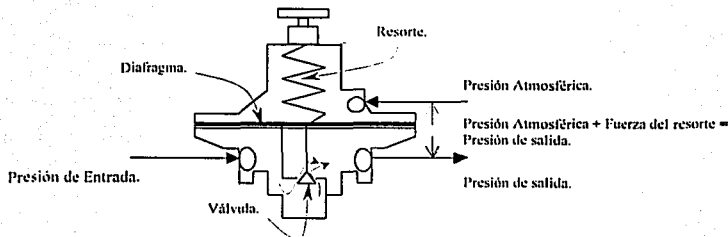


Figura 18. Esquema de un Regulador de Presión.

4.2.c.- Temperatura.

La temperatura de un cuerpo es su estado térmico, considerado con referencia a su capacidad de comunicar calor a otros cuerpos, como lo diría Maxwell, y en otras palabras, es una propiedad intensiva que mide la intensidad de la energía molecular almacenada en un sistema [10] Faires.

Desde un punto de vista microscópico, la temperatura es directamente proporcional a la energía cinética media de traslación de las moléculas; la energía de una molécula es directamente proporcional a su masa. La temperatura es detectada por un instrumento en virtud del intercambio de energía molecular, hasta que se alcanza un estado de equilibrio.

Existen varios instrumentos para medir la temperatura, el tipo que se emplea en el experimento propuesto es el de placa bimetalica. El elemento sensor de este tipo de termómetro consiste en dos laminillas de metales diferentes que están unidas entre si, y que al exponerse al calor cambian de tamaño. Estas laminillas generalmente tienen forma helicoidal; uno de sus extremos está fijo en el fondo del bulbo sensor y el otro está unido a la aguja indicadora; al calentarse la hélice, ésta se enrolla o desenrolla, haciendo que la aguja gire y marque, en la carátula de escala graduada, la temperatura. En las pruebas se usaron tres termómetros bimetalicos, dos con rango de 0-200°C y otro de 0-300°C.

4.2.d.-Fuerza.

La fuerza es una variable básica para muchas cantidades físicas como el peso, presión, aceleración, torque, esfuerzo y sonido.

La *masa* es la característica inercial de un cuerpo. Es una medida de la cantidad de materia en un cuerpo y de la resistencia al cambio de movimiento de un cuerpo. El *peso* es la fuerza de atracción gravitacional; en la tierra, es la fuerza con la que un cuerpo es atraído (aceleración debida a la gravedad).

La *fuerza* es la magnitud vectorial necesaria para ocasionar un cambio de movimiento. Cuando una fuerza no compensada actúa sobre un cuerpo, el cuerpo se acelera en la dirección de la fuerza; la aceleración es directamente proporcional a la fuerza no compensada e inversamente proporcional a la masa del cuerpo. La fuerza se relaciona con la masa y la aceleración a través de la segunda ley de Newton ($F = m \cdot a$). La medición de peso es un caso especial de medición de fuerza.

La medición del peso a través del uso de un resorte es el mecanismo más sencillo para hacer mediciones de masa. La fuerza de la gravedad es usada como referencia, la escala se coloca y el objeto es suspendido en el resorte, entonces la gravedad actúa en el resorte. La elasticidad del resorte se asume que es lineal y la fuerza requerida para vencerlo se marca en la escala. Cuando la fuerza de la gravedad y la fuerza del resorte se balancean, esta fuerza es el peso y se lee de la escala. Se emplean normalmente dos tipos de resorte, los de espiral y los resortes de cantilever.

Una de las variables que deben medirse cuando está en operación el *Freno de Prony*, es la fuerza de frenado que aplica: esta fuerza se transmite a una báscula de resorte para su medición, a través del brazo del freno.

4.3. MODIFICACIÓN DEL COMPRESOR SCROLL PARA QUE ACTÚE COMO EXPANSOR

Una vez que se adquirió un compresor Scroll de la marca SANDEN, modelo 4961, el cual es parte del equipo estándar de aire acondicionado de los automóviles Cirrus de Chrysler, se inyectó aire a presión por el orificio de salida, se observó un movimiento en la flecha, pero no continuo, si acaso giraba dos vueltas y se detenía. Luego se notó que al retirar y colocar intermitentemente la manguera del aire, el movimiento de la flecha era casi continuo; debido a este comportamiento se pensó que, probablemente, había en el interior una válvula de contraflujo de lengüeta, o check.

Luego se abrió el compresor para ver si había una válvula en la salida. Al extraer la espiral móvil y observar su parte posterior, se encontró, efectivamente, una válvula de lengüeta, la cual puede observarse en la fotografía de la Fig. 19.

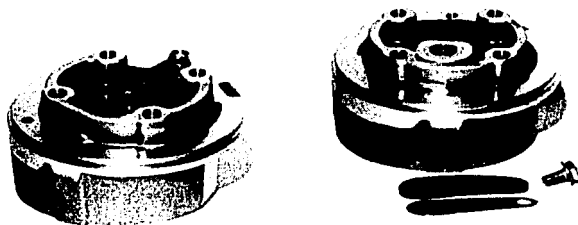


Figura 19. Parte posterior de la espiral fija del compresor, en ella está colocada originalmente la válvula de lengüeta (izquierda). Esta válvula no permite la operación como expansor, fue necesario suprimirla (derecha); nótese el orificio central, convertido ahora en puerto de entrada (antes puerto de salida).

Esta válvula de lengüeta, por suerte, sólo estaba afianzada con un tornillo, fue muy sencillo eliminarla para alcanzar el objetivo de usar el compresor Scroll como expansor. La finalidad de esta válvula es impedir que haya contraflujo de refrigerante cuando se detiene el compresor.

4.4.- REHABILITACIÓN DEL COMPRESOR DE SCROLL.

Puesto que el compresor se adquirió como pieza de desecho en un taller de reparación de aire acondicionado de automóviles, tenía rota la parte de la carcasa que aloja los rodamientos de la flecha y sello de la misma. Para reparar el compresor se diseñó y construyó, en aluminio 6110, una pieza que se atornilla a la carcasa y que da cabida al elemento de sellado y a los baleros de la flecha. Esta nueva pieza permite, además, el ensamble entre la flecha del compresor y un cople que se diseñó para que fungiera como extensión de la propia flecha; este cople, tipo

“estrella”, se fabricó en acero 1045 e hizo necesaria la selección de un rodamiento de bolas de mayor tamaño, el (61906 2RS1). Para el maquinado preciso de barrenos se utilizó una máquina de control numérico (CNC). En las figuras del Apéndice A-1 se presentan los dibujos que se entregaron al taller para la fabricación. El diseño de estas piezas estuvo limitado por el escaso espacio de que se disponía, no fue sencillo obtener el arreglo definitivo que, al realizar las pruebas, resultó excelente.

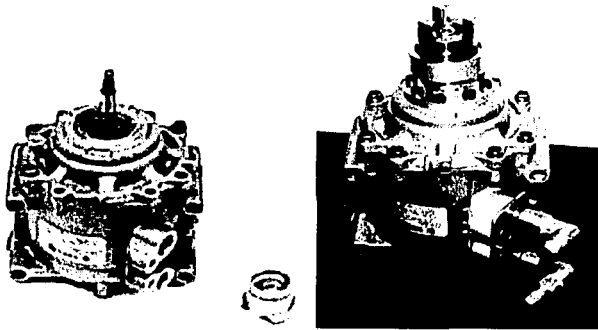


Figura 20. El compresor Scroll, antes y después de la reparación.

4.5.-DISEÑO Y FABRICACIÓN DE COMPONENTES.

4.5.a.- Placa de orificio.

Para medir el flujo de aire se fabricó una placa de orificio que se instaló en la tubería de suministro; las especificaciones son las siguientes: diámetro del orificio, $D_0 = 9.92$ mm

(25/64"): diámetro nominal interno de la tubería, $D_T = \frac{1}{4}"$, y real interno = 20.93 mm; material, placa de bronce con espesor de 3.2 mm (1/8"); sujeción de la placa mediante bridas: tomas de presión situadas en la vena contracta, este arreglo tiene como característica que la posición de ambas tomas depende del diámetro de la tubería, así que la toma de entrada está situada a un diámetro antes de la placa, y la de salida a $D/2$ después de la placa. El flujo másico se calcula a partir de la ecuación 19, misma que se simplifica al sustituir en ella los diámetros correspondientes:

$$m = Y C_a (3.515 \times 10^{-4}) L (\rho_m - \rho_f) \rho_f \quad (19')$$

4.5.b.- Calentador de aire.

A partir del flujo de aire que se manejaría y de la temperatura que se deseaba obtener, se calculó la potencia de las resistencias eléctricas.

Si deseamos elevar la temperatura de 300° a 400°K, de un flujo de aire de 2.84×10^{-3} kg/s (cantidad aproximada que maneja el Scroll a una velocidad de 1000 rpm) y tomando un valor de $C_p = 1.0062$ KJ/kg K, podemos sustituir los valores en la ecuación: $Q = m c_p \Delta t$, para obtener la potencia necesaria:

$$Q = (2.84 \times 10^{-3}) (1.0062) (100) = 0.284 \text{ kW} = 284 \text{ W.}$$

En el experimento que se propone para estudiar la expansión en el Scroll, el calentador es una pieza muy importante ya que es necesario calentar el aire antes de que entre al expansor: esto se debe a que la temperatura del aire disminuye durante la expansión. Entonces, si el aire entrase a temperatura ambiente, al final de la expansión saldría con baja temperatura; y debido a esto se

condensaría la humedad del ambiente en la salida del expansor, formándose escarcha. El calentador se construyó con un recipiente metálico que soporta la presión máxima de operación; se aisló con fibra de vidrio para reducir la pérdida de calor. El calor necesario para calentar el aire se suministra con dos resistencias eléctricas ubicadas en la pared externa del recipiente (600W c/u) y con una de 150W situada en el interior.

4.5.c.- Freno de Prony.

Este dispositivo se armó con un tambor de freno y balatas de un automóvil Volkswagen; para operarlo se fabricó una bomba hidráulica de operación manual. Con este propósito se modificó un cilindro de freno, añadiéndole un vástago roscado y una manija que permitiera, al girarla, controlar la cantidad de fluido hidráulico que activa al cilindro de las balatas. En las figuras del Apéndice A-1 se muestran los dibujos con las dimensiones para maquinar la bomba.

Se fabricó una flecha para el tambor (ver especificaciones en el dibujo del Apéndice) y un soporte para la placa porta-balatas; ésta última se apoya en la flecha mediante dos rodamientos de bolas, y el brazo del freno y la bomba de operación manual están fijados a dicha placa. Se usan dos chumaceras para sostener la flecha. Una vez maquinadas las piezas de la bomba, flecha, soportes y bases, y hecha la adquisición de rodamientos, chumaceras, cilindro de freno, tubo del fluido, y tambor, se armó y probó el freno, las Figs. 21 y 22 son fotografías del mismo.

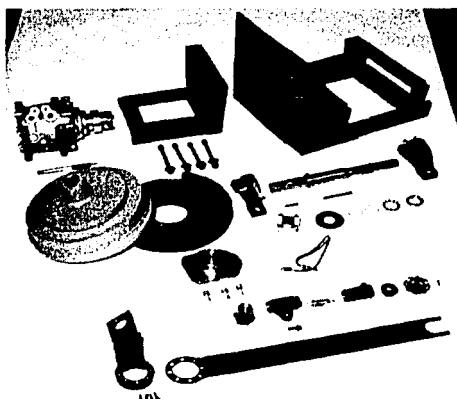


Figura 21. Piezas del freno de Prony, antes de ensamblar.

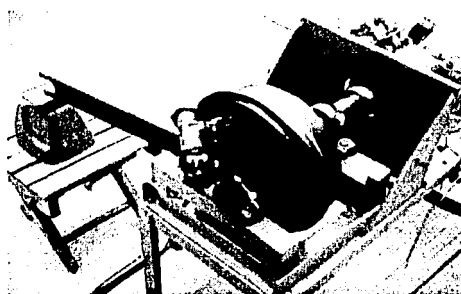


Figura 22. El freno de Prony montado en su base, también puede apreciarse la báscula.

El maquinado de todas las piezas se realizó en el taller mecánico del Instituto de Ingeniería; una vez terminada la fabricación se construyó una base para sostener todos los elementos del experimento. El expansor y el freno de Prony están montados en una base que es independiente del calentador eléctrico.

4.5.d.- Ensamble del Banco de Pruebas.

Luego que concluyó la etapa de fabricación de componentes y que se adquirieron los instrumentos de medición necesarios, se procedió a armar el banco experimental. El primer paso fue acoplar el expansor con el freno de Prony y alinear perfectamente sus flechas para reducir al mínimo las vibraciones cuando girasen a alta velocidad; con este mismo fin se rectificó previamente el tambor del freno, tanto en su interior como en el exterior, corrigiéndose una parte del desbalanceo que presentaba. Por otra parte, se procuró centrar la placa de orificio en la tubería y se eliminaron las fugas que habían pasado inadvertidas en las tomas de presión y que afectaban la altura de la columna de líquido.

La distribución final del arreglo aparece en el esquema de la Fig. 23, y el conjunto ensamblado aparece en la fotografía de la Fig. 24; todos los componentes están sujetos a una estructura metálica de 4 patas que se apoya en el piso.

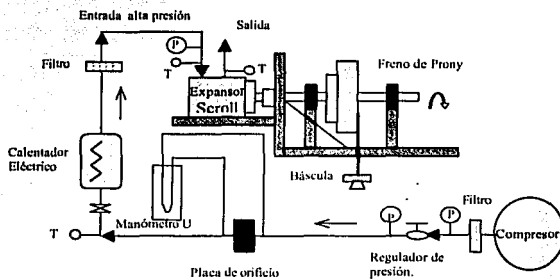


Figura 23. Esquema de la instalación experimental para ensayar la expansión en el Scroll. Los instrumentos para medir temperatura y presión están señalados con las letras *T* y *P*, respectivamente.

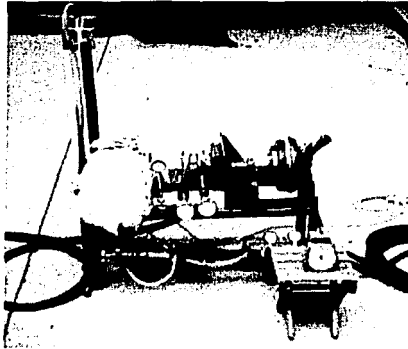


Figura 24. Foto del banco de pruebas; las partes se identifican en el esquema de la Fig. 23.

4.6.- CALIBRACIÓN DE INSTRUMENTOS

4.6.a.- Manómetros

Como la presión máxima con que se pretendía trabajar no es muy alta, se usaron manómetros con rangos de 0-7 y de 0-11 bar (0-100 y 0-150 PSI). Se empleó un *Calibrador de Peso Muerto* para verificar los manómetros usados; en el Apéndice A-2 se describe el calibrador utilizado.

Los resultados se presentan en las Figuras 25 y 26. Un buen manómetro debe tener un comportamiento lineal frente a la presión, tal como se observa en las gráficas; el error máximo es del orden de 4% en el manómetro de 7 bar, y del orden de 8% en el de 11 bar. El manómetro de mayor exactitud se instaló en la entrada del expansor.

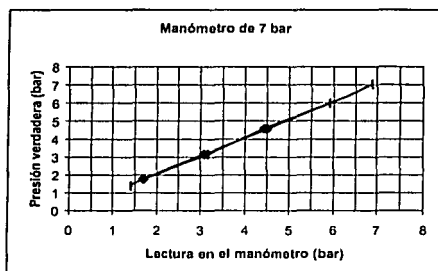


Figura 25. Lecturas de calibración del manómetro de 7 bar.

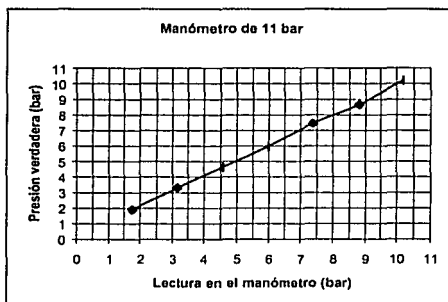


Figura 26. Lecturas de calibración del manómetro de 11 bar.

4.6.b.- Placa de Orificio.

Se realizaron pruebas a la placa de orificio con el fin de comparar el flujo calculado con el flujo verdadero. Ahora se mostrarán los resultados que arrojaron las pruebas; una buena medición del flujo es indispensable para conocer la eficiencia adiabática.

TABLA 3. Pruebas de la placa de orificio.

Número de Prueba	Condiciones en la Salida de la Placa de Orificio			Condiciones en la Entrada de la Bolsa.			Manómetro "U"	Tiempo para llenar bolsa de 670 litros (seg)
	Presión. (bar)	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Presión. (bar)	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Columna Neta (cm)	
1	2	19.0	3.31	0	31.0	0.889	19.35	89.5
2	2	19.0	3.31	0	29.0	0.895	32.10	71.3
3	2	19.0	3.31	0	27.5	0.900	8.50	141.7
4	3	19.0	4.51	0	27.0	0.901	10.10	117.8
5	3	19.0	4.51	0	26.5	0.903	24.50	71.9
6	3	19.0	4.51	0	26.5	0.903	44.50	53.5
7	4	19.0	5.70	0	24.5	0.909	29.70	59.0
8	4	19.0	5.70	0	22.0	0.917	7.45	126.4
9	4	19.0	5.70	0	23.0	0.913	37.80	50.6
10	5	19.0	6.89	0	22.0	0.917	31.10	55.1
11	5	19.0	6.89	0	21.0	0.920	40.15	45.6
12	5	19.0	6.89	0	19.5	0.924	8.45	108.1

Presión atmosférica = 580 mm Hg = 0.776 bar.

Una forma práctica y confiable de comprobar el valor del gasto o flujo másico que mide la placa es compararlo con el flujo medido con una bolsa de volumen conocido. El material de esta bolsa es una película de polietileno, suficientemente delgada para que la bolsa se infle al máximo con una presión de 2 mm de columna de agua. Con los datos de la Tabla 3 y con el uso de la ecuación 19', se hará la calibración de las lecturas de la placa de orificio.

En primer lugar, se calcula ρ_f con la ecuación 21 y con los datos de la prueba 1, segunda y tercera columnas de la Tabla 3:

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

Tomando para el aire $R = 287 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$,

$$\rho_f = \frac{(2 + 0.776) * 100000}{287(19 + 273)} = 3.312 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Utilizando la Ec. 19' con $\rho_m = 1000 \text{ kg/m}^3$, $Y = 0.9985$ y $C_D = 0.61$, se puede conocer el flujo másico de la placa de orificio:

$$m_{placa} = Y C_D (3.515 \times 10^{-4}) \cdot L (\rho_m - \rho_f) \rho_f$$

$$m_{placa} = 0.9985 \cdot 0.61 \cdot (3.515 \times 10^{-4}) \cdot 0.1935(1000 - 3.312)3.312 = 0.0054 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Por otra parte, si el volumen de la bolsa es constante -670 litros- y si se conocen el tiempo en que se llena y las condiciones del fluido, entonces se puede estimar el flujo másico:

$$m_{bolsa} = \frac{\text{volumen (m}^3\text{)}}{\text{tiempo (seg)}} \times \rho_{fluido} \text{ (kg / m}^3\text{)} = \left[\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right]$$

Donde: ρ_{fluido} se calcula con la ecuación 21, de igual forma que en el cálculo anterior, sólo que ahora se toman las condiciones del fluido de la bolsa:

$$\rho_f = \frac{(0 + 0.776) \cdot 100000}{287(31 + 273)} = 0.889 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$m_{bolsa} = \frac{0.670}{89.5} \times 0.889 = 0.00665 \left[\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right]$$

Con los datos de las pruebas 2 a 12 de la Tabla 3, se repiten los cálculos anteriores y se obtienen los siguientes resultados, Tabla 4.

TABLA 4. Resultado de las pruebas a la placa de orificio.

Número de Prueba.	Presión (bar)	Flujo Másico		Columna Neta (cm)	$\left(\frac{\text{Flujo Bolsa}}{\text{Flujo Placa}^*} \right)$
		BOLSA (kg/seg)	PLACA* (kg/seg)		
1	2.0	0.00666	0.00541	19.35	1.230
2	2.0	0.00841	0.00697	32.10	1.207
3	2.0	0.00425	0.00359	8.50	1.186
4	3.0	0.00513	0.00456	10.10	1.125
5	3.0	0.00841	0.00710	24.50	1.185
6	3.0	0.01131	0.00957	44.50	1.182
7	4.0	0.01032	0.00878	29.70	1.175
8	4.0	0.00486	0.00440	7.45	1.104
9	4.0	0.01210	0.00991	37.80	1.221
10	5.0	0.01115	0.00988	31.10	1.128
11	5.0	0.01351	0.01122	40.15	1.204
12	5.0	0.00573	0.00515	8.45	1.113
(*) Calculado con la Ec. 19'				Promedio	1.170

Se considera que el flujo real de aire es el que se mide con la bolsa. Para determinar la proporción en que este flujo difiere del flujo medido con la placa de orificio, se divide el primero entre el segundo, véase la sexta columna de la Tabla 4. El resultado promedio muestra que las mediciones del flujo real son 17 % mayores que las hechas con la placa. Por tanto, al calcular el flujo real con la ecuación de la placa de orificio, Ec. 19', se tomará en cuenta dicho porcentaje, de manera que:

$$m_{Real} = m_{bolsa} = 1.17 m_{placa} \quad (23)$$

4.6.c.- Báscula.

Para medir la fuerza de frenado que se aplica al expansor, se utilizó una báscula del tipo empleado en la cocina, es de resorte y tiene una capacidad de 1 kg, con divisiones mínimas de

5 gramos en la escala. Para verificar que las lecturas de esta báscula fueran correctas, se usaron pesos de referencia que se pesaron en una báscula electrónica de laboratorio: los resultados se presentan en la tabla siguiente. La diferencia máxima entre las lecturas de ambas básculas es menor al uno por ciento.

Peso de Referencia (g)	Lectura Báscula de Resorte (g)
206	206
411	411
618	620
824	829
457	459
318	320
775	778
981	984

CAPÍTULO 5

PRUEBAS DEL EXPANSOR

Las actividades realizadas para conseguir que el banco experimental operase en forma satisfactoria fueron numerosas, entre ellas están las siguientes: cambio de empaques en el compresor que suministra el aire para las pruebas; reacondicionamiento interno de reguladores de presión para incrementar el flujo y la presión de salida; balanceo dinámico del freno de Prony; lubricación interna del expansor Scroll; filtrado del aire de suministro, etc. Luego se hicieron pruebas preliminares para conocer la velocidad de rotación, según la presión de entrada, y la potencia que podía obtenerse en forma continua; también se requería aprender a manipular la bomba hidráulica del freno para aplicar una carga constante de frenado, etc. Después de realizar los primeros ensayos formales, el expansor sufrió una seria avería, fue necesario cambiar la espiral móvil y poner un segundo filtro para el aire.

Una vez resuelto el problema se hicieron las pruebas definitivas. Con los datos obtenidos se calculan la potencia al freno, el flujo másico de aire y la eficiencia global de la máquina.

5.1.- DESARROLLO DE LAS PRUEBAS.

En las pruebas iniciales, una vez acoplados el expansor y el freno de Prony, y operando sin carga, se presentaron vibraciones tan fuertes que hacían saltar el banco; las más intensas aparecían cuando la velocidad de rotación estaba entre 980 y 1050 rpm; al incrementarse la velocidad, casi desaparecían, volviendo a presentarse, aunque con menor intensidad, a 1620 rpm.

Las medidas que se habían tomado para evitar este problema tuvieron un efecto mínimo; el origen de las vibraciones estaba en el freno de Prony. Fue indispensable hacer un balanceo dinámico por prueba y error, colocando contrapesos en diversos lugares, hasta que las vibraciones desaparecieron casi en su totalidad, sólo quedó una ligera vibración a 1050 rpm. Las cuatro patas del banco no se fijaron en el piso, sino que estaban apoyadas libremente sobre calzas de elastómero.

Se hicieron numerosas pruebas cuyos resultados estaban incompletos o no eran confiables, y cuando al fin se estaba obteniendo información útil ocurrió un percance en el expansor, causado por una rebaba metálica que, debido a un filtrado deficiente, el aire arrastró hasta las cámaras de expansión, dañándose la espiral móvil.

La reparación consistió en instalar una nueva espiral; además se colocó un filtro en la salida del calentador de aire. En la Tabla 5 se presentan los resultados finales del experimento; las variables que se mantuvieron fijas fueron la presión y la velocidad de rotación. Las presiones de operación del expansor fueron de 2, 3, 4 y 5 bar_{man} y las velocidades de 1000, 1500, 2000 y 2500 rpm. La salida del expansor descargó el aire en la atmósfera (580 mm de mercurio).

TABLA 5. Resultados de las pruebas realizadas con el expansor Scroll.

Número de Prueba	Velocidad de Rotación (rpm)	Presión de Entrada Expansor (bar) _{man}	Presión de Salida Expansor (bar) _{man}	Temperatura de Entrada Expansor (°C)	Temperatura de salida Expansor (°C)	Fuerza Neta Báscula (gramos)	Altura Neta de Columna (cm)	Temperatura de salida Placa de Orificio (°C)
1	1000	2	0	122	7	340	10.4	23.5
2	1000	3	0	102	55	545	14.9	23
3	1000	4	0	96	52	732	20.9	23
4	1000	5	0	60	25	935	26.7	23
5	1500	2	0	61	19	277	17.3	23
6	1500	3	0	56	14.5	460	24.9	23
7	1500	4	0	54.5	13	687	31.9	23
8	1500	5	0	57	15	855	37.4	24
9	2000	2	0	72.5	24	265	21.8	23
10	2000	3	0	76	25	450	30.2	22.5
11	2000	4	0	63	21.5	615	44.1	23
12	2000	5	0	52.5	6.5	773	50.0	24
13	2500	2	0	64.5	16.5	221	35.7	25
14	2500	3	0	64	17	383	38.9	24
15	2500	4	0	60	9	565	50.7	27
16	2500	5	0	45.5	-3.5	755	62.0	29

Longitud del brazo del freno = 0.485 m Presión atmosférica = 580 mm Hg = 0.776 bar

5.2.- CÁLCULOS Y RESULTADOS.

Con los datos de la Tabla 5 y usando las ecuaciones 13, 17', 18'' y 19' se calcularán las densidades del aire y los flujos máscicos, para obtener luego la potencia y la eficiencia global del expansor Scroll. Como ejemplo, se presentan en seguida los cálculos correspondientes a la prueba 1.

Primero se calcula la potencia al freno con la ecuación 18''.

$$Potencia = \frac{NT}{973.8} = \frac{1000(0.485 * 0.340)}{973.8} = 0.1693 \text{ kW}$$

Luego ρ_f se calcula con la ecuación 21. La presión y temperatura del fluido después de la placa deben ser absolutas (Pascal y Kelvin) y el valor de la constante del gas es: $R_{GAS} = 287 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$ (aire).

$$\rho_f = \frac{P}{RT} = \frac{(2 + 0.776) * 100000}{287 * (122 + 273)} = 3.262 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Ahora utilizando la ecuación 19', corregida para obtener el flujo máscico real (Ec. 23) y tomando: $\rho_m = 1000 \text{ kg/m}^3$ (líquido en el manómetro U, agua), $Y = 0.9985$ y $C_D = 0.61$, se puede conocer el flujo máscico:

$$m = 1.17 \gamma C_0 (3.515 \times 10^{-4}) L (\rho_m - \rho_1) \rho_1$$

$$m = 1.17 * 0.9985 * 0.61 * (3.515 \times 10^{-4}) * 0.104(1000 - 3.262)3.262 = 0.0046 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Ya conocidos los valores del flujo másico, de las presiones en la entrada y salida del expansor y de la temperatura inicial, y tomando $k = 1.4$ y $R = 287 \text{ J/kg } ^\circ\text{K}$, se puede usar la ecuación 13 para calcular la potencia ideal (obtenida en una expansión adiabática e isentrópica):

$$(Potencia)_{ikid} = m R_{gas} T_{inicial} \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[1 - \left(\frac{P_{final}}{P_{inicial}} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \right] \quad [kW]$$

$$(Potencia)_{ikid} = 0.0046 * 287 * 395 \left(\frac{1.4}{1.4-1} \right) \left[1 - \left(\frac{0.776}{2.776} \right)^{\left(\frac{1.4-1}{1.4} \right)} \right] * 1000 = 557.09 \text{ W}$$

Con los resultados de potencia ideal y potencia al freno se puede calcular la eficiencia global, ecuación 17':

$$\eta_{global \text{ expansor}} = \frac{\text{Potencia al freno}}{\text{Potencia producida por el aire en una expansión isentrópica}} = \frac{169.3}{557.09} = 0.3039$$

En porcentaje, esta cifra representa el 30.39 %.

Realizando operaciones con los datos de las otras pruebas, se obtienen los resultados que aparecen en la Tabla 6 y en las gráficas de las Figs. 27, 28 y 29. Las variables que se grafican son la potencia al freno, el flujo másico de aire y la eficiencia global, todas en función de la presión de entrada. Cabe señalar que para calcular la potencia al freno no es necesario el flujo másico.

TABLA 6. Resultados finales de las pruebas.

Número de Prueba	Presión de Entrada Expansor (bar) _{man}	Velocidad de Rotación (rpm)	Potencia al Freno (Watts)	Flujo Másico* (kg/seg)	Potencia en una Expansión Isoentrópica (Watts)	Eficiencia (%)	Trabajo Real** (kJ/kg)
1	2	1000	169.34	0.00461	557.86	30.4	36.8
2	3	1000	271.44	0.00643	881.17	30.8	42.2
3	4	1000	364.57	0.00856	1285.34	27.6	42.6
4	5	1000	465.68	0.01064	1552.85	29.2	43.8
5	2	1500	206.94	0.00595	608.90	22.1	34.8
6	3	1500	343.65	0.00831	999.39	22.3	41.3
7	4	1500	513.24	0.01058	1409.38	36.4	48.5
8	5	1500	638.75	0.01257	1818.24	35.1	50.8
9	2	2000	263.97	0.00667	707.06	37.3	39.5
10	3	2000	448.24	0.00916	1168.51	38.4	48.9
11	4	2000	612.60	0.01244	1700.12	36.0	49.3
12	5	2000	769.98	0.01453	2073.66	37.1	53.0
13	2	2500	275.17	0.00771	798.05	34.5	35.7
14	3	2500	476.88	0.01038	1277.36	37.3	46.0
15	4	2500	703.49	0.01325	1794.61	39.2	53.1
16	5	2500	940.07	0.01605	2240.82	42.0	58.6

Presión de salida = $P_{\text{atm}} = 0.776$ bar

*Calculado con la Ec. 23.

**Trabajo real = (Potencia al freno) / Flujo másico).

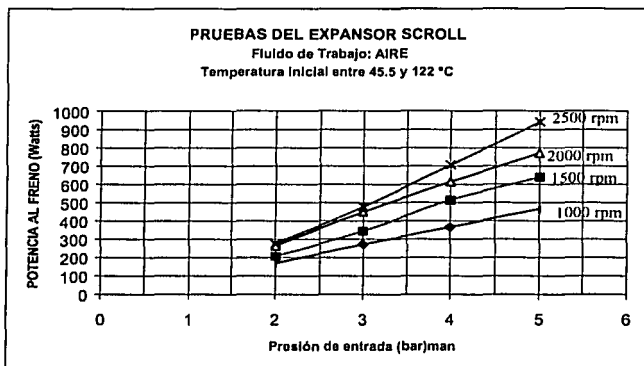


Figura 27. Potencia al freno contra presión de entrada.

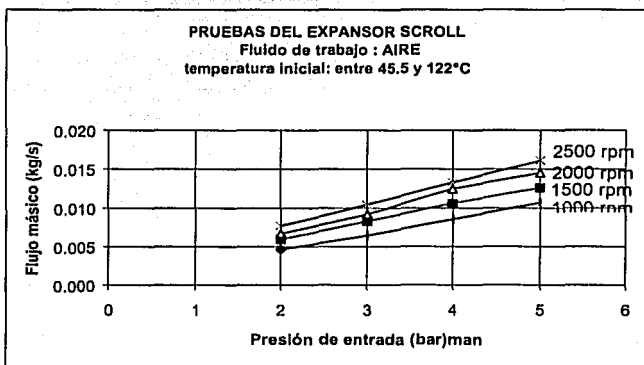


Figura 28. Flujo másico contra presión de entrada.

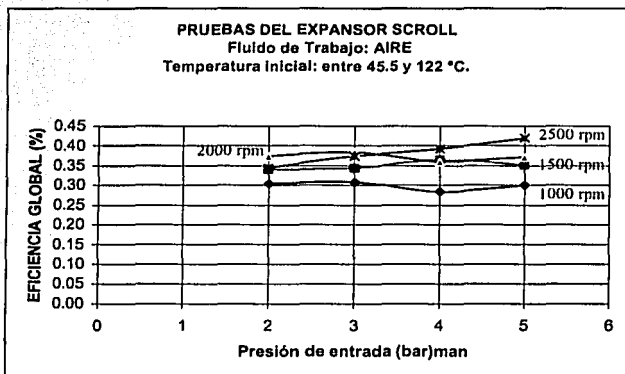


Figura 29. Eficiencia global contra presión de entrada.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Con respecto al desempeño de la instalación experimental, se encontró lo siguiente:

- El calentador eléctrico de aire necesita un control para mantener estable la temperatura.
- El regulador de presión permite trabajar con la presión deseada con facilidad.
- La placa de orificio fue muy práctica, ya que la lectura en el manómetro U es fácil de tomar.
- Es difícil controlar la velocidad de rotación del expansor porque la bomba del freno de Prony tiene un control con poca resolución; éste consiste en un tornillo de avance rápido

que se hace girar en forma manual. Aumentar el número de hilos por pulgada de dicho tornillo ayudaría a desplazar el fluido hidráulico con más precisión.

- El brazo de palanca del freno es muy grande y resultó ser un buen excitador de vibraciones, las cuales afectan la lectura en la báscula.

Por lo que se refiere a las curvas de comportamiento del expansor, en la gráfica de la Fig. 27 se observa que si la presión de entrada es baja, la potencia al freno no varía mucho con el cambio de velocidad; y que cuando la presión es alta, sí hay una diferencia notable en la potencia producida, al cambiar la velocidad de rotación. Según la tendencia ascendente y casi lineal de las curvas, podría obtenerse mucho más de un kilowatt al trabajar con presiones mayores de 7 bar.

Respecto a las curvas del consumo de aire de la Fig. 28, éstas concuerdan con una de las características de las máquinas de desplazamiento positivo: para una determinada presión de entrada, el flujo másico es directamente proporcional a la velocidad de rotación. Por ésta razón, las líneas de la gráfica son prácticamente rectas; la temperatura variable y la caída de presión en los puertos de entrada y salida hacen que la linealidad no sea perfecta (con el doble de presión no se duplica exactamente el flujo másico).

La gráfica de la eficiencia global, Fig. 29 es muy importante ya que nos dice que tan bien trabaja la máquina en los aspectos mecánico y termodinámico. La máxima eficiencia con que

operó el expansor Scroll, fue de 42%. este valor se alcanzó cuando trabajaba al máximo de velocidad y presión aplicadas en las pruebas, 2500 rpm y 5 bar_{man}. En el caso opuesto, la eficiencia mínima, cerca de 28%, se obtuvo con 1000 rpm y 4 bar_{man}. Las curvas de eficiencia se mezclan entre sí, debido a que la temperatura del aire de alimentación fue variable, y quizá, a errores de medición. No puede hacerse una conclusión definitiva sobre la tendencia de esas curvas.

En cuanto al percance que ocurrió en el expansor, y que se menciona en el Capítulo 5, se examinaron los daños internos para encontrar la causa del mismo.

El problema se presentó cuando la velocidad del expansor oscilaba entre 2300 y 2500 rpm, fue originado por una rebaba de acero que entró a la máquina y acabó abriendo surcos en el borde de sellado, de la espiral móvil (aluminio).

La rebaba no entró a las cámaras de admisión, tomó otro camino que estaba abierto por descuido, ingresó por el orificio roscado que alojaba al tornillo de sujeción de la válvula de lengüeta. Esta válvula formaba parte del compresor de Scroll y fue eliminada para convertirlo en expansor, sin haber tomado la precaución de colocar de nuevo el tornillo en su lugar. Se restó importancia al hecho de que el orificio roscado comunica el puerto de entrada de aire con las últimas cámaras de expansión, debido a que la boca opuesta del orificio está obstruida por una laminilla de acero sobre la que se apoya el borde de la espiral móvil para lograr el sellado. Se pensaba que el orificio estaba suficientemente cerrado, no se tomó en cuenta que la espiral

se aleja de él al orbitar y que, si la presión es alta, la laminilla sube y baja con cada revolución, dando origen a vibraciones; además hay una reducción en la eficiencia porque aumenta la fricción y porque el aire que entra por ese orificio no produce trabajo.

Gracias al incidente se detectó y corrigió un problema importante que había pasado inadvertido.

Por lo que se refiere al desplazamiento volumétrico de $93.6 \text{ cm}^3/\text{rev}$, resultante de la medición directa, éste puede compararse con el desplazamiento de $90 \text{ cm}^3/\text{rev}$ que asigna el fabricante al compresor; el valor que se obtuvo en la medición experimental sólo difiere un 4%.

Puesto que el compresor fue diseñado para trabajar con refrigerante R134A, ($k = 1.5$), la relación óptima de presiones, según la ecuación 5, es de:

$$(Relación\ de\ Presiones)_{Optima\ compresor} = \left(\frac{V_{inicial}}{V_{final}} \right)^k = (2.35)^{1.5} = 3.6$$

Este último valor coincide con el hecho de que los compresores Scroll para equipos de aire acondicionado se construyen con una relación óptima de presiones que va de 2.5 a 3.5, [20].

Si la máquina trabaja como expansor y opera con aire ($k = 1.4$), se tiene que:

$$(Relación\ de\ Presiones)_{Optima\ Expansor} = \left(\frac{V_{inicial}}{V_{final}} \right)^k = (2.35)^{1.4} = 3.31$$

El máximo rendimiento se presenta cuando el expansor trabaja con la relación óptima de presiones, ésta es fija ya que depende de la relación de expansión con que fue construido.

Como la salida del expansor estuvo abierta a la atmósfera, se toma como referencia la presión atmosférica (580mm Hg, 0.776 bar) para calcular la presión óptima; despejando de la ecuación 5 se tiene:

$$P_{\text{óptima}} = (\text{Presión de salida}) \times (\text{Relación de Presiones})_{\text{óptima}} = (0.776)(3.31) = 2.57 \text{ bar}_{\text{abs}} = 1.79 \text{ bar}_{\text{Man}}.$$

En la medida en que la presión inicial en las cámaras del expansor sea mayor que la presión óptima, se aprovechará menos la energía del fluido. Puesto que la relación óptima de presiones se refiere al interior de las cámaras, debe tomarse en cuenta la pérdida de presión que ocurre en los conductos de entrada y salida. Medir la presión real en las cámaras del expansor es muy difícil, sólo se conoce en los puertos de suministro y descarga del aire, situados en la carcasa.

El trabajo producido por un expansor ideal, que tuviera la misma relación de presiones que el expansor Scroll, se ha graficado en la Fig. 30, en función de la presión de entrada. El trabajo máximo en la máquina ideal se obtiene con la presión óptima; si ésta se rebasa, el trabajo permanece constante y la eficiencia disminuye. Con respecto al expansor real, los resultados que aparecen en la Fig. 30 muestran que el trabajo crece aún cuando se suministre aire con mayor presión que la óptima.

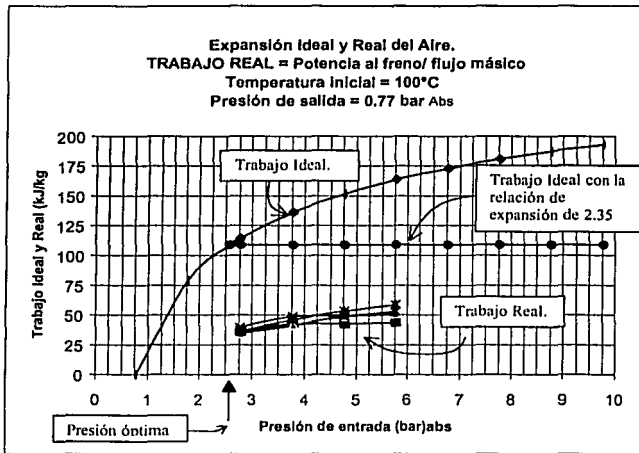


Figura 30. Trabajo Ideal y Real contra presión de entrada.

La eficiencia global del expansor Scroll varía entre 30 y 40% cuando trabaja en el rango de presión de 2 a 5 bar_{man}, es superior a la eficiencia que se reporta para pequeños expansores de pistón de potencia similar (14 a 26%) [14] Lentz. Y como se mencionó en la sección de motores a vapor, el peso que tienen estos motores varía entre 30 y 60 kg/kW [6] Marks, que en comparación con los 4.3 kg/kW del Scroll, resulta ser una desventaja considerable.

El consumo real de aire es un poco mayor que el calculado a partir del desplazamiento volumétrico, esta diferencia puede atribuirse, en parte, a las fugas originadas por un sellado deficiente en las cámaras del expansor, al haber sido escaso el aceite lubricante.

Se observó que cuando el expansor trabaja a muy baja presión (apenas girando), la velocidad de rotación no es uniforme. parece ser que hay una pequeña fuerza, posiblemente de reacción, que se produce al momento de abrirse las cámaras de expansión y salir de ellas el aire. Este efecto deja de apreciarse, a la vista, al aumentar la velocidad; habrá que estudiar este comportamiento a detalle en el futuro para determinar si es necesario diseñar un nuevo puerto de salida para el expansor Scroll.

Y por último, se presentan las variables geométricas básicas que determinan el perfil de las espirales. que se midieron directamente:

Paso de la espiral, $P = 20$ mm.

Radio del círculo generador, $R_g = 3.18$ mm.

Número de vueltas de la espiral, $N = 2.25$.

Altura de la espiral, $H = 33$ mm.

Espesor de la espiral, $t = 4.5$ mm.

Radio de órbita o excentricidad, $R_o = 5.5$ mm.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES

El objetivo de este estudio, determinar la eficiencia de un compresor Scroll cuando trabaja como expansor, se ha alcanzado. Según los resultados, el uso de esta máquina en ciclos Rankine de pequeña potencia, es una mejor alternativa frente a los motores de pistón y quizá también respecto a las turbinas.

Dada la tendencia ascendente de las curvas de trabajo real, es atractivo realizar pruebas a mayor presión, en el rango de 6 a 9 bar_{man}, ya sea con aire o con vapor. La eficiencia global del expansor se eleva conforme aumenta la presión.

Una de las finalidades de este trabajo fue conocer, de manera *preliminar*, el potencial práctico de la máquina Scroll en la generación de potencia mecánica. Por esta razón no se mantuvo

constante la temperatura del aire en las pruebas. El aire se calentó con el único propósito de evitar la formación de escarcha en el puerto de salida del expansor. La temperatura variable en la entrada hace que las curvas de la eficiencia global se mezclen entre sí. Estas curvas se pueden ordenar al hacer nuevas pruebas con temperatura constante.

Y por último, la otra finalidad de este trabajo fue probar un expansor distinto a los motores de pistones que operan con vapor, que estuviera disponible a bajo costo. Los resultados muestran que el rendimiento termodinámico del expansor Scroll es casi el doble que el de los expansores de pistón similares, y en cuanto al costo, el de la máquina Scroll es más bajo; además, ésta se encuentra con facilidad en el mercado.

El potencial del concepto Scroll no está desarrollado en su totalidad como expansor, así que podemos esperar nuevas aplicaciones y mejoras en sus mecanismos y componentes.

Recomendaciones.

Hay algunos cambios que pueden hacerse para elevar el rendimiento del expansor que se ha probado, por ejemplo:

- * Modificar los puertos de entrada y salida, en cuanto a tamaño y ubicación, para lograr un mejor acceso a las cámaras.

- Es indispensable tener un sistema de filtrado para evitar que las partículas arrastradas por el aire dañen el interior del Scroll.
- Una vez que se elimina la válvula de lengüeta, para lograr que la máquina opere como expansor, debe colocarse de nuevo el tornillo que la sujetaba.
- Cambiar los rodamientos, es decir, sustituir el material del que están hechos y tal vez cambiar de tipo, así se podría utilizar fluidos como el vapor de agua.

BIBLIOGRAFÍA

1. Beseler Frederick, "Scroll compressor technology comes of age", heating/piping/air conditioning, 1987.
2. Jian Z. Cheng K.y Harrison D.K., "A concurrent engineering approach to the development of a Scroll compressor", Journal of materials processing technology, No. 1-3, PP 194-200, 2000.
3. Gravesen Jens & Henriksen Christian, "The intrinsic equation of curves and the geometry of the Scroll compressor", Final Report, Department of Mathematics, Technical University of Denmark, pp 1-2, 1999.
4. Air Squared Inc., <http://www.airquared.com/>, 2001.
5. Takebayashi M., Kohsokabe H. y otros, "Performance improvement of a variable speed controlled Scroll compressor for household air conditioners", ASHRAE Transactions, Vol. 100, No 1, pp. 471-475. 1994.

6. Marks S. Lionel, "*Mark's standard handbook for mechanical engineers*", 10a edición. Mc Graw-Hill. 1996. 1987. 1978.
7. S. Etemad & J. Nieter, "Design optimization of the Scroll compressor", Butterworth & Co (Publishers) Ltd and IIR Int. J. Refrig., Vol. 12, pp. 146-150, 1989.
8. Mataix Claudio. "*Turbo máquinas térmicas*", 2ª edición. Editorial DOSSAT, México, 1988.
9. Holman Jack P. "*Métodos experimentales para ingenieros*", 4ª edición, Editorial Mc Graw Hill. México. 1986.
10. Faires Virgil Moring, "*Termodinámica*", 2ª edición, Editorial LIMUSA, México, 1990.
11. Burghardt M. David, "*Ingeniería termodinámica*", 2ª edición, Editorial HARLA, México, 1984.
12. Yin-Ren Lee & Wen-Fang Wu, "On the profile design of a Scroll compressor", Elsevier Science Ltd and IIR, Int. J. Refrig., Vol. 18, No 5, pp 308-317, 1995.
13. Greene Richard W. "*Compresores, selección, uso y mantenimiento*", Editorial Mc Graw Hill. México. 1992.

14. Lentz H Alvaro E.. "Eficiencias en la generación directa de vapor y electricidad en una planta termo solar". Tesis de maestría, DEP. FI UNAM. México. pp 20-43. Enero. 2000.
15. Elonka Stephen Michael. "*Standard instrumentation, questions and answers*", Vol. 1. 2ª edición, Editorial Mc Grav Hill, USA, 1970.
16. Norton N. Harry, "*Sensores y Analizadores*", Editorial G.G., Barcelona, 1982.
17. Mylroi M.G. and Calvert G., "*Measurement and instrumentation for control*", Peter Peregrinus L.t.d. London, 1984.
18. G. Webster John, "*Mechanical variables measurement solid, fluid and thermal*", CRC Press, 2000.
19. Lian-Sheng Li, Peng-Cheng Shu & Yong-Zhang Yu, "The effect of Scroll wraps on the performance of the Scroll compressor", Elsevier Science Ltd and IIR. Int. J. Refrig., Vol. 20, No 5, pp 326-331, 1997.
20. J.P. Elson, G.F. Hundy y otros, "Scroll compressor design and application characteristics for air conditioning, heat pump and refrigeration applications", Proceeding of The Institute of Refrigeration. Vol. 87. pp 19-30, 1990-1991.

21. Hideyo Oomori & Shigeru Ogino, "Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine botting cycle and evaporative engine cooling system", TOYOTA MOTOR CO.. pp 159-164, 1990.

22. Tatsush Mori. Tadashi Yanagisawa y otros, "Analytical study on the kinematics of an orbiting Scroll in a Scroll compressor". JSME International Journal. serie B Fluids and Thermal Engineering, Vol. 39, No 4, 1996.

23. Jiro Lizuka. Novi Kitano y otros. "Improvement of Scroll compressor for vehicle air conditioning systems", SAE Technical Paper Series, pp 55-70, 1997.

24. Elson J.P.. Hundy G.F. and Monnier K.J., "Scroll compressor design and application characteristics for air conditioning, heat pump, and refrigeration applications", Proceedings of the Institute of Refrigeration, Vol. 87, pp 19-30, 1990-1991.

APÉNDICES

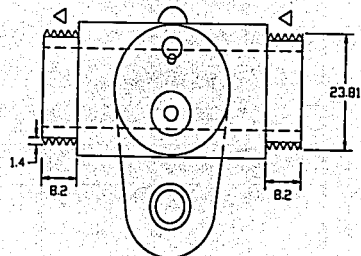
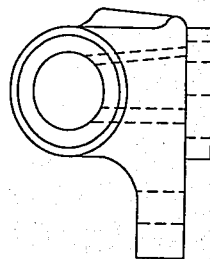
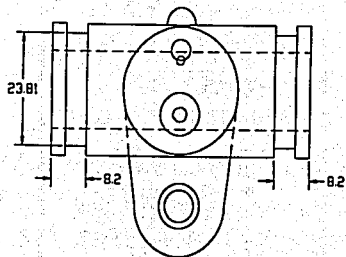
APÉNDICE A-1. DIBUJOS DE PIEZAS FABRICADAS.

Cilindro, tapas y vástago de la bomba manual.

Flecha del freno de Prony.

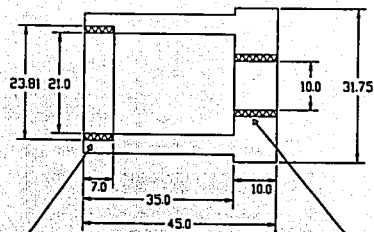
Taza porta baleros y cople de estrella.

hacer rosca
20 hilos/plg ▸



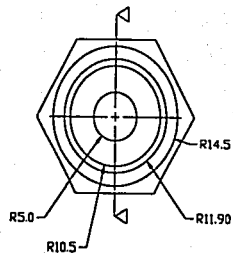
Bomba del sistema hidraulico
del freno de prony
esc: 1:1
dimensiones: mm
d & d santiago
29-06-00

tapa de la bomba
con arificio roscado

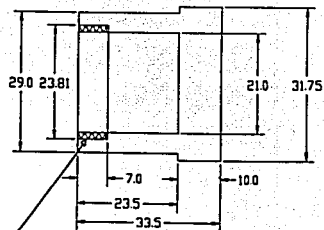


ajustar rosca con la
de la bomba

rosca para el tornillo de ajuste
a 13 mm 24 hilos/plg

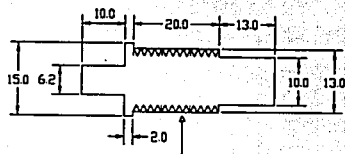


tapa ciega de la bomba

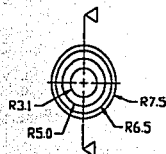


ajustar rosca con la
de la bomba

tornillo de ajuste

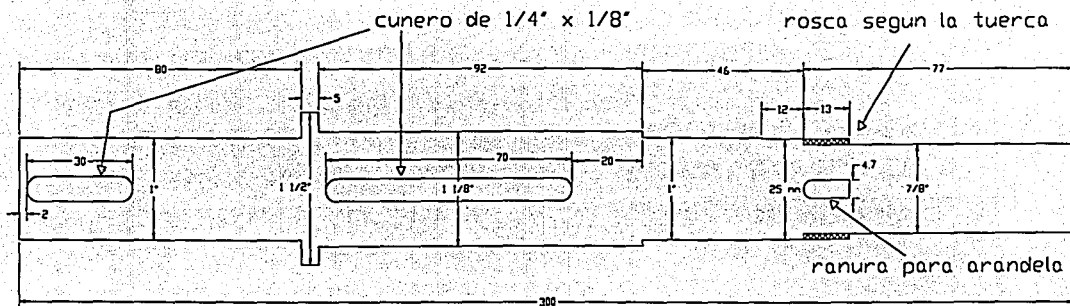
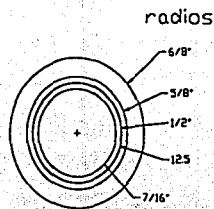


rosca 24/plg



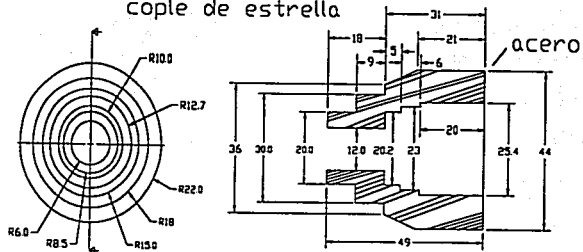
TAPA DE LA BOMBA
CON DRIFICIO ROSCADO
TAPA CIEGA DE LA BOMBA
TORNILLO DE AJUSTE

esc: 1:1
dimensiones: mm
d & d santiago
29-6-00

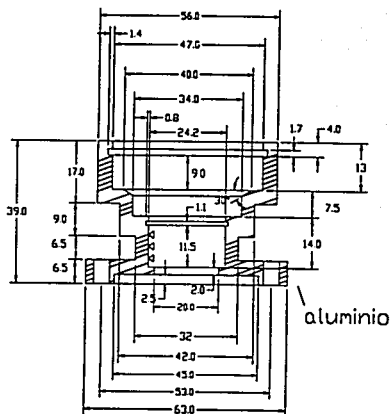
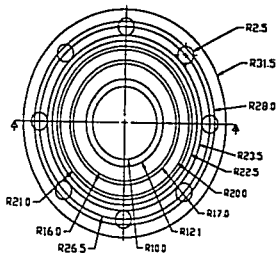


FLECHA DEL FRENO DE PRONY
 esc: 1 : 1
 dimensiones: pulgadas y mm
 d & d: santiago
 29-ago-00

cople de estrella



taza cople de sello
y rodamiento



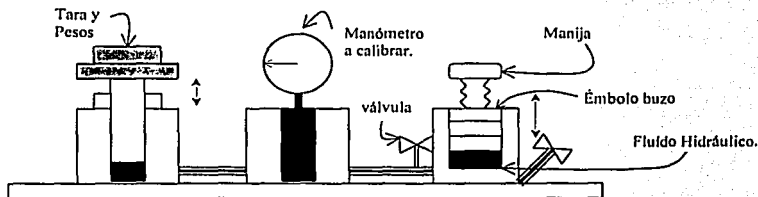
cople de estrella
taza cople de sello
y rodamiento
escala: 1:1
acotacion: mm
d & d santiago
25-5-00

APÉNDICE A-2. CALIBRADOR DE PESO MUERTO

Es un dispositivo que se usa para equilibrar la presión de un fluido con un peso conocido, en otras palabras se usa para calibrar en forma estática a los manómetros y rara vez se emplea para una medición real de presión. Este instrumento consiste en tres cilindros, uno de los cuales sostiene al manómetro a calibrar, otro tiene un émbolo que sostiene la tara en cuyo extremo se colocan los diferentes pesos a comprobar, otro contiene un pistón que está unido a una varilla roscada que tiene en su extremo una manija, a este pistón se le conoce también como émbolo buzo. Hay dos válvulas, una controla la alimentación de fluido de trabajo a dos cilindros, el del manómetro y el de la tara, y otra que sirve para compensar, alimenta de fluido al cilindro que contiene al émbolo buzo.

Ahora bien, ¿cómo funciona este instrumento? Una vez que se abre la válvula que alimenta a los cilindros, se hace girar la manija para que el émbolo buzo se dirija hacia el extremo inferior, lo que provoca que el fluido de trabajo empiece a fluir al cilindro que sostiene la tara y al que contiene al manómetro. Conforme el émbolo buzo se acerca al fondo del cilindro, el manómetro empieza a registrar la presión que ejerce el fluido, y el émbolo que sostiene la tara empieza a levantarse.

La forma de calibrar un manómetro, es como sigue, por ejemplo: deseamos comprobar si el manómetro en realidad registra 15 lb/plg², entonces colocamos en la tara el peso de 15 lb. empezamos a girar la manija para que el émbolo buzo se dirija hacia el fondo del cilindro, hasta que la tara se levante. La tara no es más que pistón que tiene graduadas dos líneas, cuando se alcanza una posición intermedia entre estas dos líneas se considera que la lectura es correcta y se detiene el movimiento del émbolo buzo. Si al levantarse la tara, el manómetro registra el peso colocado en aquélla, el manómetro está calibrado correctamente.



Esquema de un Calibrador de Peso Muerto.