



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA – DISEÑO MECÁNICO

ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE UN EXPANSOR ROTATORIO

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRA EN INGENIERÍA

PRESENTA:
MARÍA ISABEL RODRÍGUEZ CÁRDENAS

TUTOR PRINCIPAL
DR. RICARDO CHICUREL UZIEL
INSTITUTO DE INGENIERÍA UNAM

MÉXICO, D. F. JUNIO 2013

PRESIDENTE: DR. VICENTE BORJA RAMÍREZ
SECRETARIO: DR. LEOPOLDO ADRIÁN GONZÁLEZ GONZÁLEZ
VOCAL: DR. RICARDO CHICUREL UZIEL
1ER. SUPLENTE: DR. ALBERTO CABALLERO RUIZ
2DO. SUPLENTE: DR. LEOPOLDO RUIZ HUERTA

Lugar donde se realizó la tesis:

LABORATORIO DE ELECTROMECAÁNICA
INSTITUTO DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
CIUDAD UNIVERSITARIA, MÉXICO D.F.
MÉXICO

DIRECTOR DE TESIS
DR. RICARDO CHICUREL UZIEL

FIRMA

DEDICATORIA

A mis padres, Cesar Antonio Rodríguez y Olmery Cárdenas, por ser mi apoyo incondicional para lograr este objetivo y por hacerme sentir que nunca estuvieron lejos a pesar de la distancia.

A mi hermana, Paula Andrea Rodríguez, por ser siempre el lazo que me une a los valores familiares y ser la persona que me ha ayudado a consolidar mis propósitos.

A toda mi familia, por hacerme sentir fuerte en todo momento aunque estuvieran lejos; y por tratar siempre de estar en contacto conmigo, para que esta experiencia valiera la pena para mi profesión y forjará aún más mi carácter.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi tutor, el Dr. Ricardo Chicurel, por su apoyo, asesoría y paciencia para dejar experimentar con el constante riesgo al fracaso. Puso su confianza en mí para este y otros proyectos a pesar de no conocerme, lo cual agradeceré siempre porque me permitió vivir esta valiosa experiencia para mi vida profesional y personal.

Agradezco al M. en C. Alejandro Gonzalez Calderón, por su asesoría y liderazgo durante el desarrollo que implicó concluir este trabajo.

Agradezco a todas las personas que me apoyaron durante mi llegada y mi estadía en el bello país de México, quienes han hecho que mi estancia fuera agradable y fuera una de las mejores experiencias que he tenido. A las bellas personas y amigos que conocí en el camino y que de una u otra forma me acogieron en su familia donde me sentí como en casa.

RESUMEN

Este trabajo presenta el análisis y la evaluación experimental del comportamiento de un Sistema de Sellos de los rotores y de la Válvula de Admisión de un Expansor Rotatorio. Las mediciones y pruebas fueron realizadas durante el curso de Maestría en Ingeniería Mecánica, campo disciplinario Diseño Mecánico, entre Octubre de 2009 y Julio de 2012; en las instalaciones del Laboratorio de Doble Altura y Taller de Electromecánica del Edificio 12 del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México (IINGEN UNAM), ubicado en Ciudad Universitaria, México Distrito Federal. La tutoría estuvo a cargo del Dr. Ricardo Chicurel Uziel y liderazgo del proyecto fue ejecutado por el M. en C. y estudiante de doctorado, Alejandro Gonzalez Calderón.

Se referirá al motor que estuvo bajo prueba en este trabajo como “Expansor”, para diferenciarlo de los motores de combustión interna. El Expansor fue inventiva del Dr. Ricardo Chicurel Uziel (Investigador del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México); y las mediciones, pruebas y análisis de resultados se realizaron conforme a las modificaciones que se ejecutaron durante el desarrollo del trabajo de Doctorado del estudiante M. en C. Alejandro Gonzalez Calderón.

En el Capítulo 1 se presentan los antecedentes, donde se explica el Expansor y sus características operacionales; y se presentan parte de las mediciones de desempeño general del Expansor, los resultados que se obtuvieron y las necesidades que surgieron a partir de estas mediciones.

En el Capítulo 2 se plantea el problema a partir de las necesidades que se indicaron en el Capítulo 1; y se plantean los objetivos.

En el Capítulo 3 se explica la “Instalación de Mediciones y Pruebas”, desarrollada como herramienta para realizar las mediciones de desempeño explicadas en el Capítulo 1; y las mediciones y pruebas requeridas para los objetivos planteados en el Capítulo 2.

En el Capítulo 4 se presentan las pruebas y los resultados obtenidos, con los cuales se realizó el análisis y la evaluación experimental de acuerdo a los objetivos planteados en el Capítulo 2.

ÍNDICE

| | |
|--|-------------|
| DEDICATORIA | III |
| AGRADECIMIENTOS..... | IV |
| RESUMEN | V |
| ÍNDICE | VI |
| ÍNDICE DE TABLAS | VIII |
| ÍNDICE DE FIGURAS | IX |
| INTRODUCCIÓN: MOTORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO Y EXPANSORES | XIII |
| 1. ANTECEDENTES..... | 2 |
| 1.1. Descripción general del Expansor Rotatorio..... | 2 |
| 1.2. Características de Operación del Expansor | 12 |
| 1.2.1. Eficiencias..... | 12 |
| 1.2.2. Curvas Características..... | 13 |
| 1.2.3. Mediciones de desempeño..... | 14 |
| 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS..... | 18 |
| 2.1. Objetivos..... | 18 |
| 3. INSTALACION DE MEDICIONES Y PRUEBAS | 19 |
| 3.1. Conceptos para las mediciones | 19 |
| 3.1.1. Medición del par..... | 19 |
| 3.1.2. Medición de la presión | 21 |
| 3.1.3. Medición del consumo y caudal del fluido de trabajo: gases | 21 |
| Efecto de la presión y la temperatura..... | 21 |
| Corrección de consumo y densidad del aire..... | 21 |
| 3.1.4. Interferencias en la medición | 22 |
| Vibraciones..... | 22 |
| Interferencia Electromagnetica | 23 |
| 3.2. Componentes de la Instalación | 24 |
| 3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos..... | 24 |
| Especificaciones operacionales..... | 24 |
| Frecuencia de muestreo del subinstrumento virtual Internal Scope.ctf (subVI), referente a la resolución y velocidad de giro del eje de potencia..... | 30 |
| Función de almacenamiento de datos..... | 31 |
| 3.2.2. Conjunto para la medición del par entregado por el Expansor | 35 |
| Especificaciones operacionales..... | 35 |
| Calibración | 38 |
| 3.2.3. Conjunto para la medición de la velocidad de giro..... | 40 |
| Especificaciones operacionales..... | 40 |
| Calibración | 40 |
| 3.2.4. Conjunto para la medición de la presión en la cámara de trabajo..... | 42 |
| Especificaciones operacionales..... | 42 |
| Calibración | 43 |

| | |
|--|-----------|
| 3.2.5. Conjunto para la medición de la presión de admisión | 45 |
| Especificaciones operacionales..... | 45 |
| Calibración | 48 |
| 3.2.6. Conjunto para la medición del consumo en el suministro de aire | 49 |
| Especificaciones operacionales..... | 49 |
| Calibración | 50 |
| 3.2.7. Conjunto para indicar posición de giro de los rotores y el eje..... | 52 |
| Especificaciones operacionales..... | 52 |
| 4. PRUEBAS A LA VÁLVULA DE ADMISIÓN Y AL SISTEMA DE SELLADO | 56 |
| 4.1. Pérdidas por fricción dinámica en la válvula de admisión | 57 |
| 4.2. Pruebas estáticas con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón | 58 |
| 4.2.1. Prueba estática de movimiento de rotores con sellos y sin válvula..... | 59 |
| 4.2.2. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en el suministro..... | 63 |
| 4.2.3. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en la admisión..... | 66 |
| 4.3. Análisis de las pruebas de la sección 4.2..... | 67 |
| 4.3.1. Análisis de los valores de puntos registrados en las pruebas..... | 67 |
| 4.3.2. Análisis de los valores de puntos de los resultados de las pruebas | 73 |
| 4.4. Prueba estática de movimiento de rotores con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara | 75 |
| 4.5. Análisis de la prueba de la sección 4.4..... | 77 |
| 4.5.1. Análisis de los valores de puntos registrados en la prueba | 77 |
| 4.5.2. Análisis de los valores de puntos de los resultados de las pruebas | 80 |
| 4.6. Conclusiones..... | 82 |
| CONCLUSIONES GENERALES | 83 |
| RECOMENDACIONES | 84 |
| REFERENCIAS | 85 |
| ANEXOS | 87 |
| ANEXO 1. Rotary Expander for Operation with Waste or Solar Derived Heat..... | 87 |
| ANEXO 2. Sealing system for a rotary expander | 92 |
| Apéndice A. Especificaciones de los instrumentos de medición | 102 |
| Apéndice B. Especificaciones del equipo electrónico..... | 109 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Componentes del Expansor..... | 3 |
| Tabla 2. Modelo matemáticos del Volumen de expansión en función del ángulo de giro de los rotores | 11 |
| Tabla 3. Modelo matemático del Par indicado, generado durante la expansión, en función del ángulo de giro de los rotores | 11 |
| Tabla 4. Términos para obtener la Eficiencia Mecánica..... | 12 |
| Tabla 5. Corrección del consumo y densidad del aire basado en condiciones normales..... | 22 |
| Tabla 6. Unidades de visualización y registro de la señales en los canales del instrumento virtual de adquisición | 27 |
| Tabla 7. Entradas y salidas del subinstrumento virtual Internal Scope.ctf..... | 29 |
| Tabla 8. Procedimiento para medir el consumo con el fluxómetro | 51 |
| Tabla 9. Características iniciales de las pruebas estáticas con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón | 59 |
| Tabla 10. Comparación entre perfiles de los rotores en valores registrados de pruebas estáticas con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón | 68 |
| Tabla 11. Conclusiones del análisis de los valores de puntos registrados en las pruebas estáticas.. | 69 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1. Punto de referencia e inicio de ciclo | 6 |
| Figura 2. Inicio de la admisión..... | 7 |
| Figura 3. Proceso admisión e inicio de la expansión | 8 |
| Figura 4. Inicio de la expulsión, punto de máximo de volumen del ciclo y retorno al punto de mínimo volumen..... | 9 |
| Figura 5. Diagrama indicado del Expansor..... | 10 |
| Figura 6. Vástago de la Válvula de Admisión y Sellos de cara y punta utilizados en medición realizada al Expansor en Diciembre de 2009. | 14 |
| Figura 7. Parte de medición realizada al Expansor con sellos de Bronce Latón..... | 15 |
| Figura 8. Vástago de la Válvula de Admisión y Sellos de cara y punta utilizados en una medición realizada al Expansor en Diciembre de 2011. | 15 |
| Figura 9. Parte de medición realizada al Expansor con sellos de cara en teflón y sellos de punta en bronce-latón | 16 |
| Figura 10: Perdida total en los sellos con respecto a la velocidad, para diferentes coeficientes de fricción | 16 |
| Figura 11. Esquema del dinamómetro utilizado en la instalación de prueba..... | 20 |
| Figura 12. Instalación del Expansor y peso de balanceo de la válvula de admisión..... | 23 |
| Figura 13. Lazo cerrado de tierra al conectar dispositivos eléctricos..... | 24 |
| Figura 14. Caja de conexiones para circuitos acondicionadores de señal | 24 |
| Figura 15. Conector analógico para la adquisición..... | 25 |
| Figura 16. Ventana del canal donde se despliega para visualizar la señal del par entregado por el Expansor | 26 |
| Figura 17. Panel del programa de adquisición de datos..... | 26 |
| Figura 18. Programación del instrumento virtual de adquisición..... | 28 |
| Figura 19. Subinstrumento virtual que adquiere la señal de un canal, programado para la medición de consumo en el suministro de Aire. | 29 |
| Figura 20. Programa de bloques para función de almacenamiento de datos..... | 32 |
| Figura 21. Archivo de datos almacenados en txt..... | 32 |
| Figura 22. Archivo de datos almacenados en txt y procesados en hoja de cálculo | 33 |
| Figura 23. Celda de carga instalada en el dinamómetro | 35 |
| Figura 24. Circuito de alimentación y acondicionamiento de señal, celda de carga (esquema de conexión)..... | 35 |
| Figura 25. Circuito de alimentación y acondicionamiento de señal, celda de carga..... | 36 |
| Figura 26. Circuito para alimentación regulada de 3V de la celda de carga..... | 36 |

| | |
|---|----|
| Figura 27. Amplificador de Instrumentación para la señal de la celda de carga | 37 |
| Figura 28. Filtro pasa-bajas para la señal de la celda de carga | 38 |
| Figura 29. Calibración del transductor de par | 39 |
| Figura 30. Error en la medición del par | 39 |
| Figura 31. Transductor de velocidad acoplado al Expansor | 40 |
| Figura 32. Calibración del transductor de velocidad de giro | 41 |
| Figura 33. Prueba de calibración del transductor de velocidad de giro | 41 |
| Figura 34. Ubicación del transductor de presión en la cámara de trabajo..... | 42 |
| Figura 35. Conjunto de transductor y acondicionador de señal para medir la presión en la cámara de trabajo | 43 |
| Figura 36. Calibración del transductor de presión en la cámara de trabajo | 44 |
| Figura 37. Prueba de calibración del transductor de presión en la cámara de trabajo | 44 |
| Figura 38. Conexión del transductor de presión de admisión | 45 |
| Figura 39. Transductor de presión de admisión del Expansor | 45 |
| Figura 40. Circuito acondicionador de señal para el transductor de presión de suministro (esquema de conexión)..... | 46 |
| Figura 41. Circuito acondicionador de señal para el transductor de presión de suministro | 46 |
| Figura 42. Circuito para alimentación regulada de 10V el transductor de presión de admisión | 47 |
| Figura 43. Calibración del transductor de presión de admisión | 48 |
| Figura 44. Prueba de calibración del transductor de presión de admisión | 49 |
| Figura 45. Conexión del Transductor de flujo de suministro..... | 49 |
| Figura 46. Ventana donde se visualiza la señal del fluxómetro | 50 |
| Figura 47. Comportamiento del fluxómetro Flow Technologies FT-16NEXA-GEA-2 a diferentes velocidades de flujo | 51 |
| Figura 48. Prueba de calibración del fluxómetro flow technologies ft-16nexa-gea-2 | 52 |
| Figura 49. Ubicación del foto-transistor y el disco segmentado en el Expansor..... | 53 |
| Figura 50. Configuración del disco segmentado para indicar posición de los rotores y del eje..... | 53 |
| Figura 51. Señal de la posición de giro de los rotores para 180°..... | 54 |
| Figura 52. Circuito de alimentación-salida para foto-transistor del conjunto para indicar posición de los rotores (esquema de conexión) | 55 |
| Figura 53. Circuito de alimentación-salida para foto-transistor del conjunto para indicar posición de los rotores | 55 |
| Figura 54. Identificación de perfiles A y B de los rotores | 56 |
| Figura 55. Montaje para medir pérdidas en válvula de admisión..... | 58 |
| Figura 56. Resultados de prueba - Pérdidas de potencia en la válvula..... | 58 |

| | |
|---|----|
| Figura 57. Prueba estática de movimiento de rotores sin válvula, con sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión de admisión | 60 |
| Figura 58. Valores registrados en prueba estática sin válvula, con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón | 60 |
| Figura 59. Perdidas de energía en prueba estática sin válvula, con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón | 62 |
| Figura 60. Medición de presión de suministro en Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón | 63 |
| Figura 61. Valores registrados en prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión de suministro | 63 |
| Figura 62. Perdidas de energía en prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión de admisión..... | 65 |
| Figura 63. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en la admisión | 66 |
| Figura 64. Valores registrados en prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión en la admisión a la cámara de trabajo | 66 |
| Figura 65. Perdidas de energía en prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión en la cámara | 67 |
| Figura 66. Comparación de presión, flujo y RPM; del perfil B con respecto al perfil A en los rotores | 68 |
| Figura 67. Posiciones de la válvula en puntos críticos de la presión en pruebas estáticas con válvula | 70 |
| Figura 68. Contacto de los sellos de punta con respecto al ángulo de giro de los rotores | 71 |
| Figura 69. Gráficas teóricas de la fuerza de fricción en los sellos de punta | 72 |
| Figura 70. Comparación entre los datos registrados de presión en el admisión y presión en la cámara para pruebas estáticas con válvula..... | 72 |
| Figura 71. Trabajo requerido por la válvula para producir movimiento inminente | 73 |
| Figura 72. Energía disipada en la válvula | 74 |
| Figura 73. Sellos de punta en aluminio..... | 75 |
| Figura 74. Valores registrados en prueba estática con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara..... | 75 |
| Figura 75. Pérdidas de energía en prueba estática con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara..... | 77 |
| Figura 76. Comparación de presión, flujo y RPM; del perfil B con respecto al perfil A en los rotores. Prueba estática de movimiento de rotores con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara .. | 78 |
| Figura 77. Trabajo requerido por los rotores para vencer la fricción que presentan los sellos de punta y los sellos de cara utilizados en la prueba 4.2.1, para producir movimiento inminente..... | 80 |

Figura 78. Energía disipada por un sistema sellado en las condiciones de la prueba 4.2.1, con la energía en fugas mínima para que se pueda producir un movimiento 81

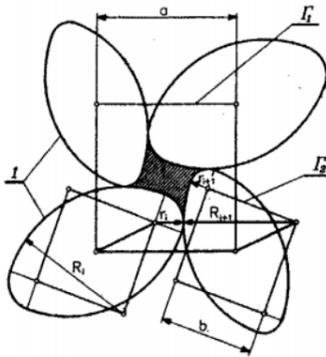
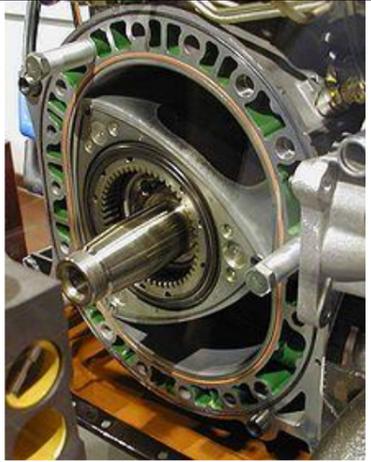
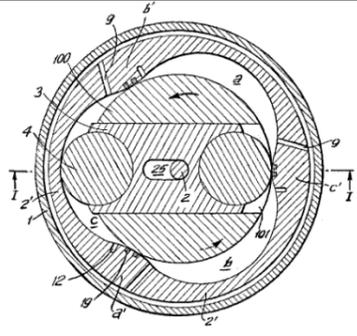
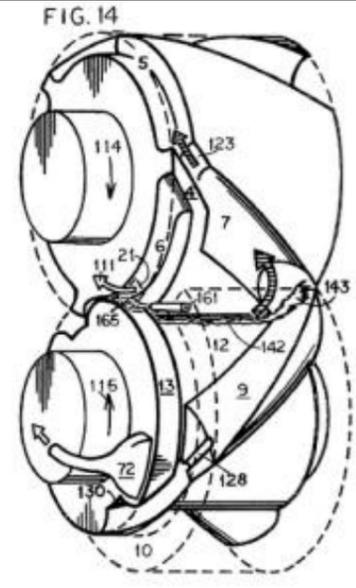
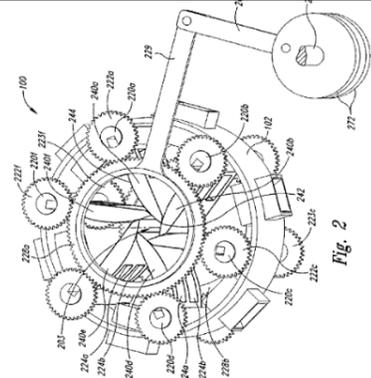
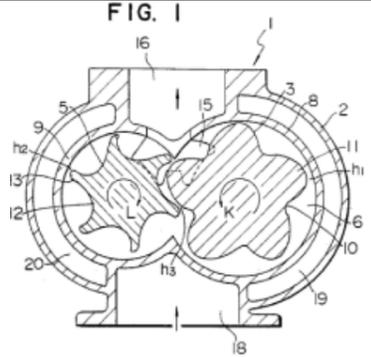
INTRODUCCIÓN: MOTORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO Y EXPANSORES

Los motores en general son tal vez el mejor dispositivo mecánico disponible para introducir al estudiante o investigador en los aspectos prácticos de la ingeniería. Un motor es una máquina a veces complicada y ruidosa en su comportamiento; y capaz de presentar muchos problemas enigmáticos y fallas desconcertantes.

Unas pocas horas de trabajo probando motores son, quizás, la mejor posible introducción al mundo real de la ingeniería, que hace algunos años se está acercando al mundo de la simulación por computador en la que, inevitablemente, se puede pasar gran parte del tiempo.

Dentro de la amplia gama de motores y principios de funcionamiento, los motores de desplazamiento positivo son los más convencionales para obtener potencia a partir de un fluido gaseoso. Particularmente para el Expansor, su clasificación está también dentro del campo técnico de los motores rotatorios, máquinas rotatorias, motores de gas o expansores de gas. El problema técnico que se pretende resolver con este tipo de mecanismos es transformar la energía de expansión de un fluido en un movimiento mecánico. Esta función ya está dentro del estado de la técnica de todos los motores de desplazamiento positivo; sin embargo, la diferencia con respecto a los motores actuales es que la invención se compone de menos elementos y aumenta las repeticiones de entrega de potencia. Su aplicación puede ser de carácter industrial porque permite transformar una fuente de energía en un movimiento mecánico rotatorio, que puede ser utilizado para transformar materias primas, generar energía o mover otra máquina a partir de un desecho gaseoso industrial; o para usuarios que requieran que no hayan subproductos de combustión, ya que puede funcionar con el vapor subproducto de la disociación del peróxido de hidrógeno (el desecho generado es oxígeno), con vapor desechado de algún proceso, o con aire comprimido.

Se han realizado varias patentes de mecanismos similares, pero para dar un contexto general del Expansor dentro de los campos técnicos nombrados en el apartado anterior, se muestra a continuación una tabla donde se compara con otros mecanismos publicados:

| 1) Máquina de desplazamiento positivo | | 2) Motores rotatorios. Algunos ejemplos del estado de la técnica | | | | | |
|---------------------------------------|---|---|--|---|--|---|---|
| Antecedentes |  <p>a) POLISH PATENT No. 180998 [22](Zniszczyński 1995) Displacement machine with the working chamber of cyclically changing volume.</p> |  <p>b) US Patent 2,988,008 Motor Wankel [20](Wankel 1961)</p> |  <p>c) US Patent No. 4,456,441 Rotary Machine [21](Zilinsky 1984)</p> |  <p>d) US Patent No. 4,487,167 Rotary positive displacement motor [10](Kosheleff 1984)</p> |  <p>e) US Patent No. 7,328,672 Radial Impulse Engine, Pump, and Compressor Systems, and Associated Methods of Operation [7](Dick y Tillemann-Dick 2008)</p> |  <p>f) US Patent No. 4,963,079 Screw fluid machine with high efficiency bore shape [14](Mitsuru Fujiwara, Akira Suzuki y Riichi Uchida 1990)</p> | |
| | Evidencia de funcionamiento de la propuesta | Hay evidencia documentada de que funciona como prototipo de un compresor. | Hay evidencia física de que funciona en autos Mazda RX8. | Ninguna a la fecha. | Ninguna a la fecha. | Ninguna a la fecha. | Ninguna a la fecha. |
| | Similitudes con la invención | Tienen el mismo mecanismo para generar el cambio de volumen | - Sistema de sellado en los perfiles del rotor. | - Se compone de pocas partes. - Sistema de sellado móvil que se ajusta a la sollicitación de la posición. - Tamaño compacto, comparado con un motor de pistones lineal. | Utiliza el contacto parcial de secciones de los rotores para formar cámaras de expansión. | - Cámara de volumen variable radial. - La sincronización de los rotores por medio de un engrane central. | - Utiliza el contacto de superficies curvas para generar las cámaras de expansión. - Funciona como compresor y como expansor. |
| | Diferencias con la invención | La invención tiene diseñado un sistema de sellado y sincronización de admisión para que funcione como motor expansor, ya que inicialmente fue propuesto como compresor. | - La cantidad y forma de los rotores. - La aplicación, porque se está diseñado para ciclos de combustión interna. | La cantidad y forma de los rotores. | - Las cámaras se forman por canales que están en forma de hélice alrededor de los bloques de los rotores. - Construcción de fabricación compleja que exige mínima tolerancia a lo largo de los puntos de contacto de los rotores. | - La cantidad y forma de los rotores. - Tiene muchas partes para componer la cámara de expansión. | - La cantidad y forma de los rotores. - Construcción de fabricación compleja en el rotor hembra debido a los canales de forma irregular. |

CAPÍTULO 1

1. ANTECEDENTES

1.1. Descripción general del Expansor Rotatorio

El Expansor es un motor de desplazamiento rotatorio que fue diseñado por el Dr. Ricardo Chicurel Uziel en el año 1979. Posteriormente, este diseño ha sido modificado y probado por varios estudiantes de la UNAM.

El primer prototipo de este motor utilizó vapor como fluido de trabajo. El prototipo actual, fue fabricado y modificado desde 2005, con el cual se ha utilizado aire comprimido para realizar pruebas y evaluar modificaciones al diseño.

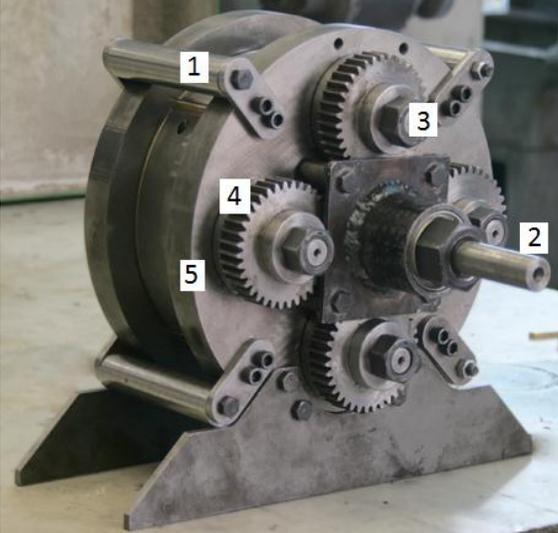
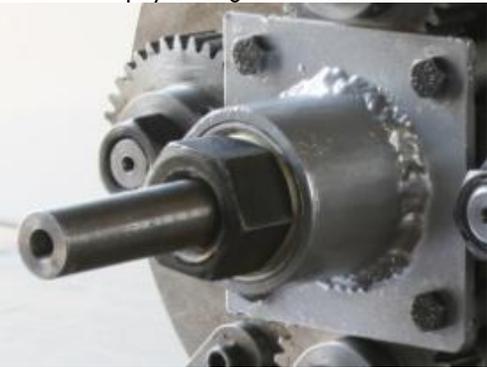
El funcionamiento del Expansor consiste en una cámara de trabajo que se forma a partir del movimiento angular de cuatro rotores igualmente espaciados, que giran a igual velocidad y sentido, impulsados por la expansión del aire dentro de una cámara de volumen variable según la posición de los cuatro rotores. La rotación de los cuatro rotores se transmite a un eje principal por medio de un sistema de engranes.

Los rotores tienen una forma que consiste en dos arcos circulares a 90° , que permite la formación de una cámara de volumen variable a medida que rotan.

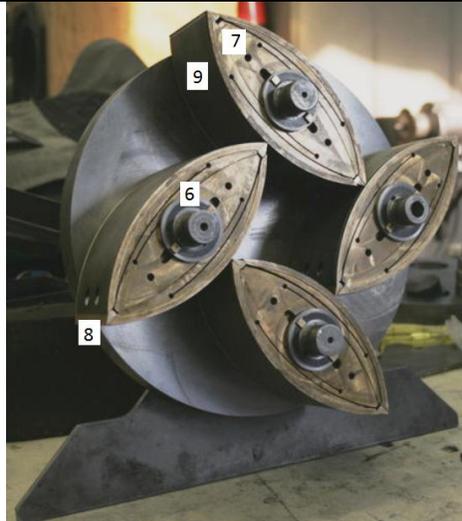
Los elementos del Expansor [9](Gonzalez Calderón 2010-2012) se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Componentes del Expansor

Primera Fase de componentes

| | | |
|---|---|---|
| |  | <p>Fuente: Alejandro, G. C. (2010). Tesis de doctorado: Investigación teórica experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo. México D.F.: Facultad de Ingeniería, UNAM.</p> |
| <p>1- Cuatro conjuntos separadores (cilindro, tuerca y espiga)</p>  | <p>3 y 4- Cuatro tuercas de apriete para cuatro conjuntos de engranes de rotores (Engrane, cuña y espaciadores)</p>  | |
| <p>2- Un eje y un engrane sincronizador</p>  | <p>5- Una tapa frontal</p>  | |

Segunda Fase de componentes

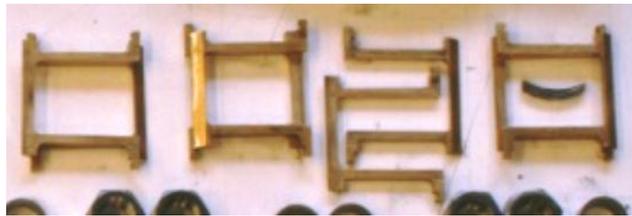


Fuente: Alejandro, G. C. (2010). Tesis de doctorado: Investigación teórica experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo. México D.F.: Facultad de Ingeniería, UNAM.

6- Cuatro pares de retenedores para cuatro pares de sellos de punta



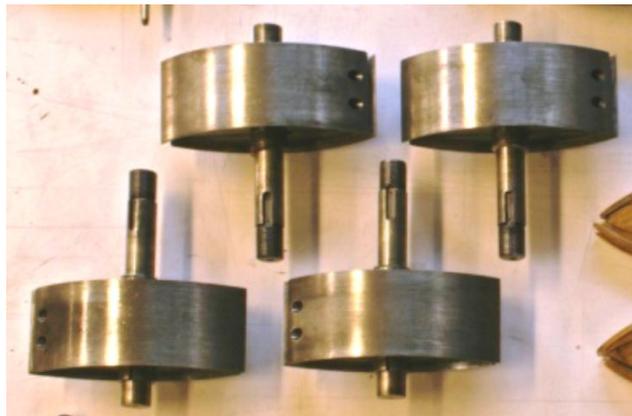
8- Cuatro pares de sellos de punta con resorte



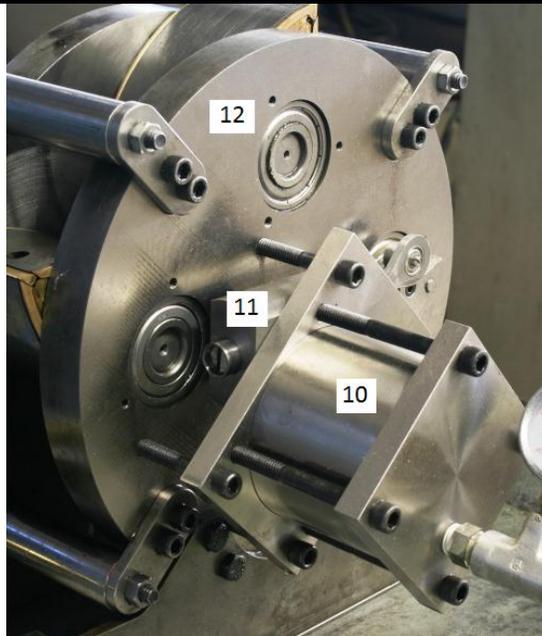
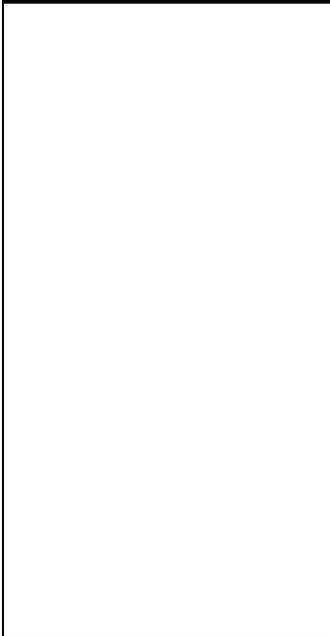
7- Cuatro pares de sellos de cara



9- Cuatro rotores con eje



Tercera Fase de componentes



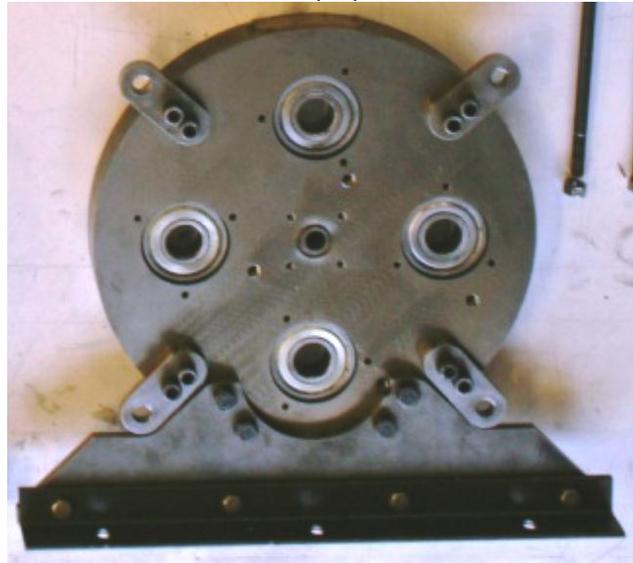
Fuente: Alejandro, G. C. (2010). Tesis de doctorado: Investigación teórica experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo. México D.F.: Facultad de Ingeniería, UNAM.

10- Una cámara de admisión (Bloque

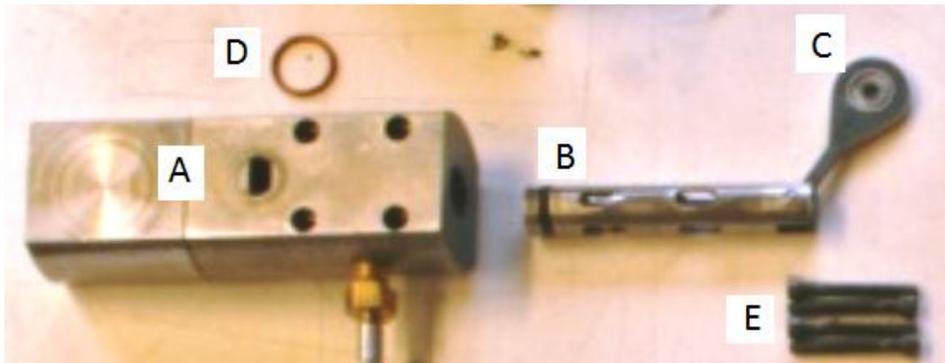


completo)

12- Una tapa posterior



11- Una válvula de admisión



A- Cuerpo, B- Vástago, C- Biela, D- Empaque admisión, E- Tornillos

El funcionamiento básico del Expansor con respecto a la válvula de admisión y rotores de describe a continuación:

- 1- Punto de referencia e inicio de ciclo: Es el Punto Muerto Superior o de cero volumen entre los rotores (ver cuadrante inferior izquierdo, en la Figura 1). En este punto, el orificio de acceso de gas a la cámara de trabajo está bloqueado por el vástago de la válvula (ver cuadrante inferior derecho en la Figura 1).

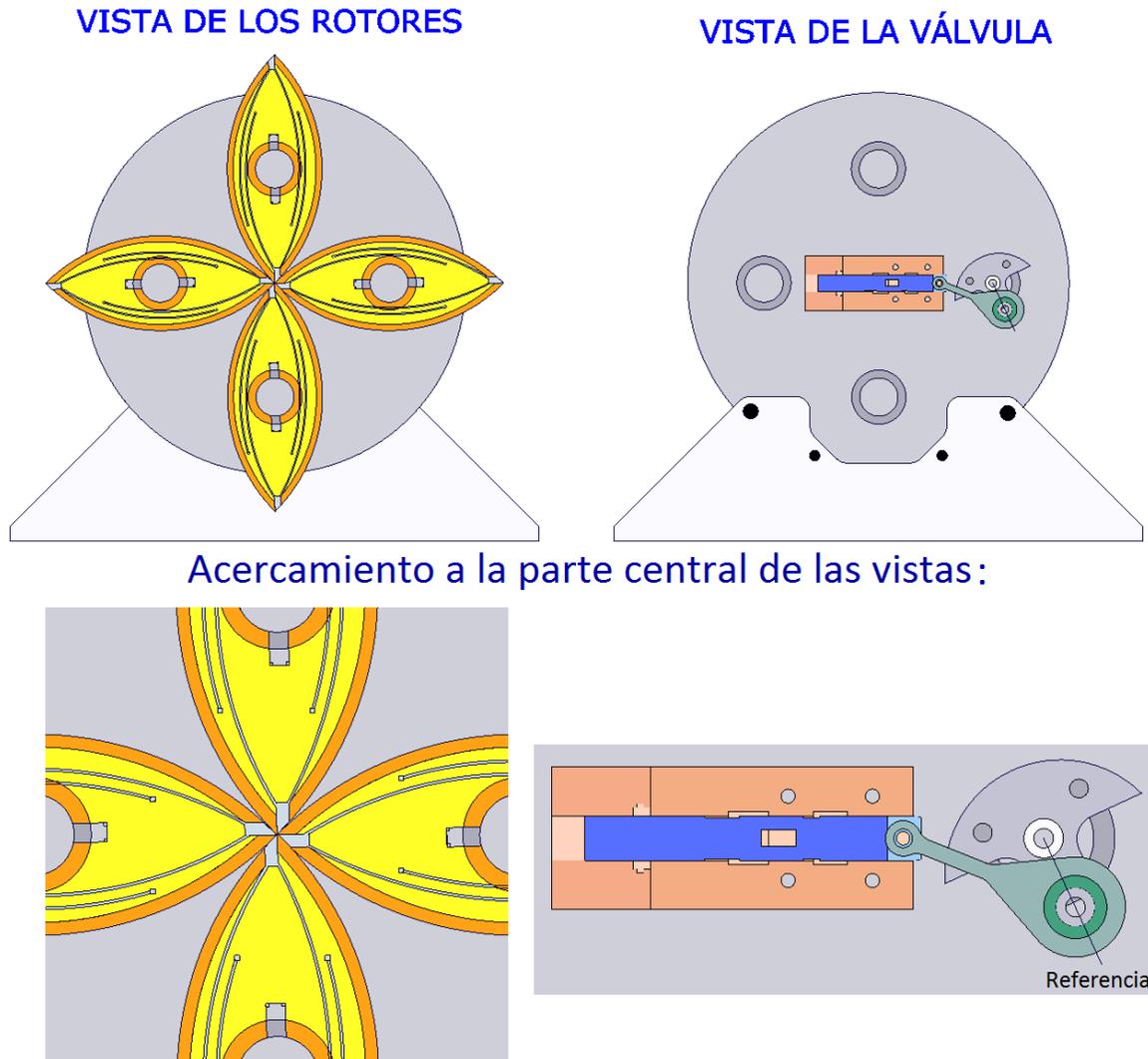
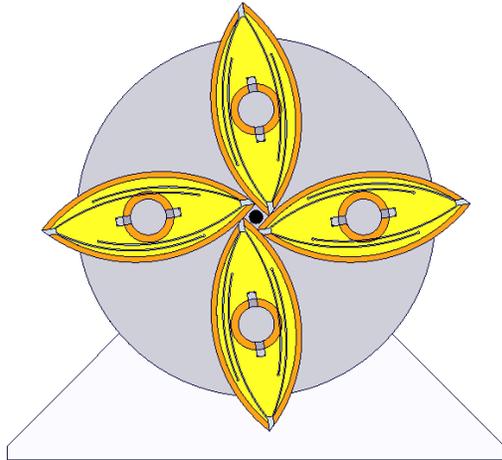


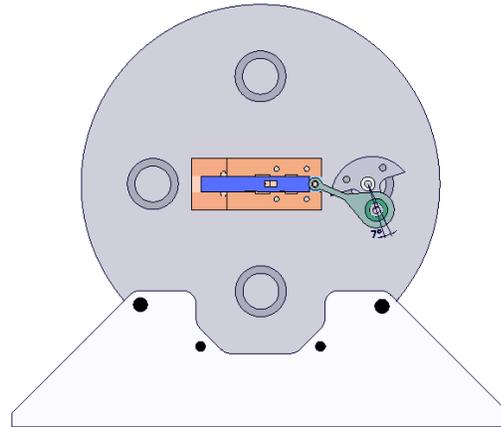
Figura 1. Punto de referencia e inicio de ciclo

- 2- Inicio de la admisión: Cuando los rotores han girado 5° aproximadamente (ver cuadrante inferior izquierdo en la Figura 2), el vástago de la válvula comienza a dar paso al gas cuando uno de sus orificios entra en contacto con el orificio de acceso de gas a la cámara de trabajo (ver cuadrante inferior derecho en la Figura 2).

VISTA DE LOS ROTORES



VISTA DE LA VÁLVULA



Acercamiento a la parte central de las vistas:

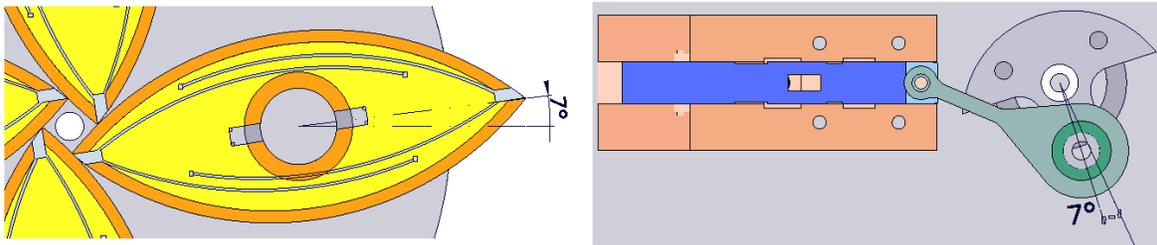
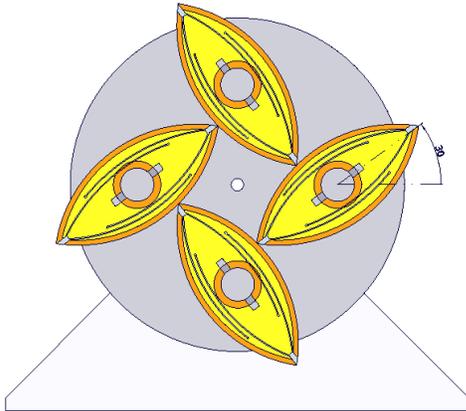


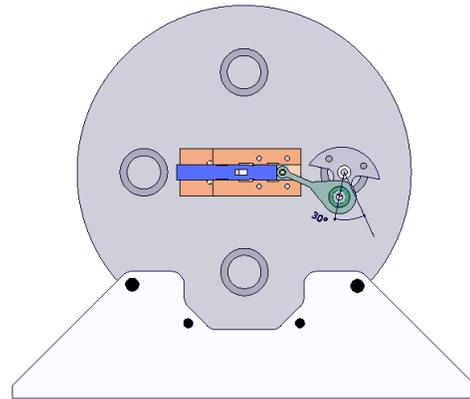
Figura 2. Inicio de la admisión

3- Proceso admisión e inicio de la expansión: Mientras los rotores continúan girando (ver imagen A de la Figura 3) hasta alcanzar los 38° aproximadamente (ver imagen C de la Figura 3), el vástago de la válvula de admisión sigue desplazándose (ver imagen B de la Figura 3) hasta cerrar el suministro de gas (ver imagen D de la Figura 3). Los rotores continúan girando por la expansión del gas que ingresó a la cámara de trabajo.

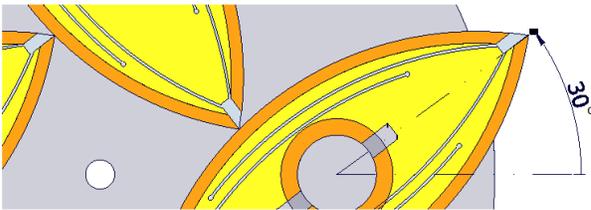
VISTA DE LOS ROTORES



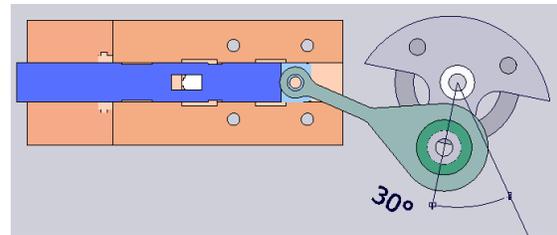
VISTA DE LA VÁLVULA



Acercamiento a la parte central de las vistas:

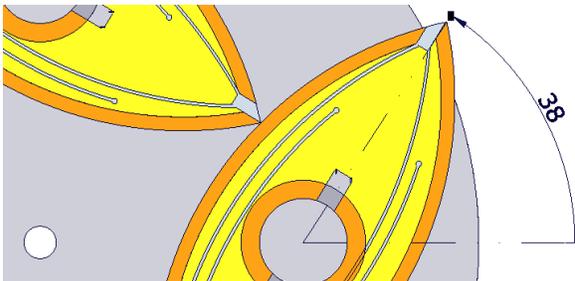


(A)

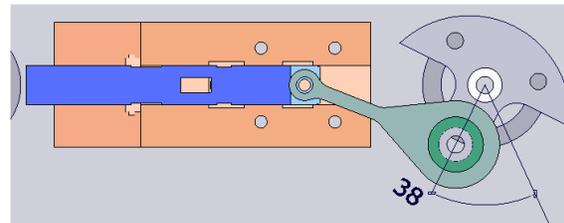


(B)

Acercamiento del giro de un rotor y del desplazamiento de la válvula, al inicio de la expansión:



(C)



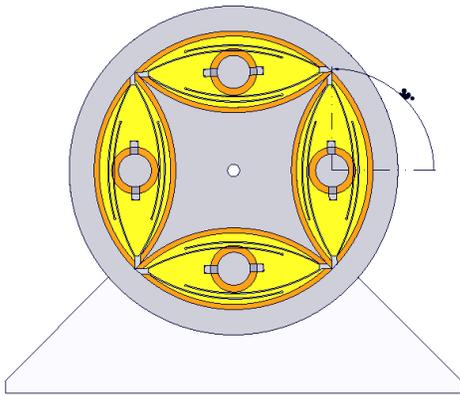
(D)

Figura 3. Proceso admisión e inicio de la expansión

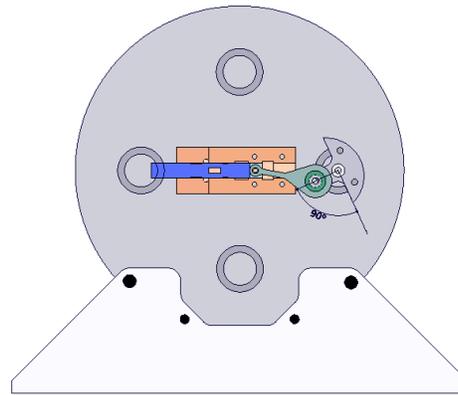
4- Inicio de la expulsión, alcance de punto de máximo de volumen del ciclo; y retorno al punto de mínimo volumen: El aire se expande en la cámara de trabajo hasta que se comienzan a abrir los orificios de expulsión en los rotors; y la válvula se sigue desplazando y bloqueando el suministro de gas. Lo anterior hasta alcanzar el punto de máximo volumen (Punto Muerto Inferior, ver la vista de los rotors y su acercamiento en la Figura 4).

A partir del punto de máximo volumen, la válvula se sigue desplazando (ver la vista de la válvula y su acercamiento, en la Figura 4), pero el volumen en la cámara de trabajo comienza a disminuir (ver posición de un rotor y de la válvula al haber girado 135° , en la Figura 4) mientras los orificios de expulsión siguen abiertos a la cámara. Finalmente, se regresa al punto de mínimo volumen (Punto Muerto Superior) cuando los rotors han girado 180° (ver posición de un rotor y de la válvula al haber girado 180° , en la Figura 4).

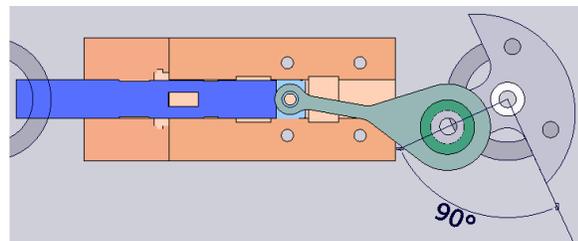
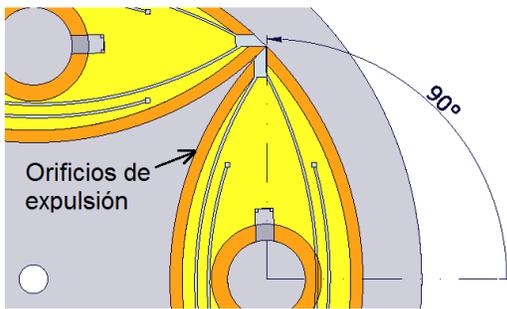
VISTA DE LOS ROTORES



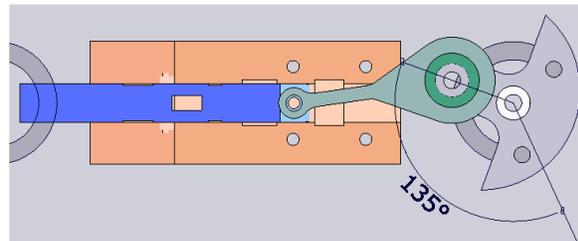
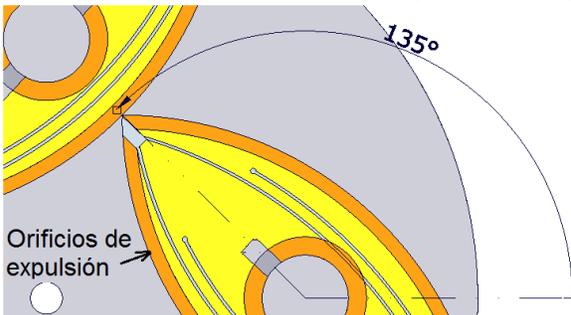
VISTA DE LA VÁLVULA



Acercamiento a las vistas:



Posición de los rotores al girar 135° y desplazamiento de la válvula:



Posición de retorno al punto de mínimo volumen:

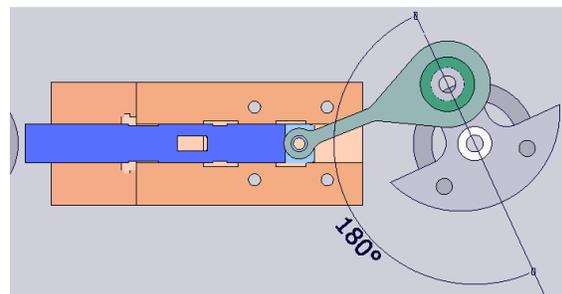
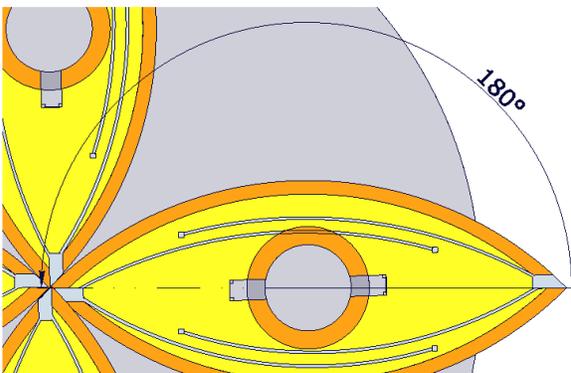


Figura 4. Inicio de la expulsión, punto de máximo de volumen del ciclo y retorno al punto de mínimo volumen

Desde el punto de vista termodinámico, el Expansor realiza dos ciclos de trabajo (dos expansiones) en un giro completo del eje de salida. El ciclo de trabajo, que se muestra en el diagrama indicado del Expansor (ver Figura 5), inicia cuando la cámara de trabajo está en el punto de mínimo volumen (Punto Muerto Superior PMS, haciendo analogía al motor de recíprocante de combustión interna), pasando por un punto de máximo volumen (Punto Muerto Inferior PMI); y termina de nuevo en el punto de mínimo volumen. El ciclo de trabajo se compone de tres tiempos (ver Figura 5): Admisión del fluido de trabajo, expansión de la cámara de trabajo y escape del fluido de trabajo.

Comparando con los motores de combustión interna, el número de ciclos por revolución (i)

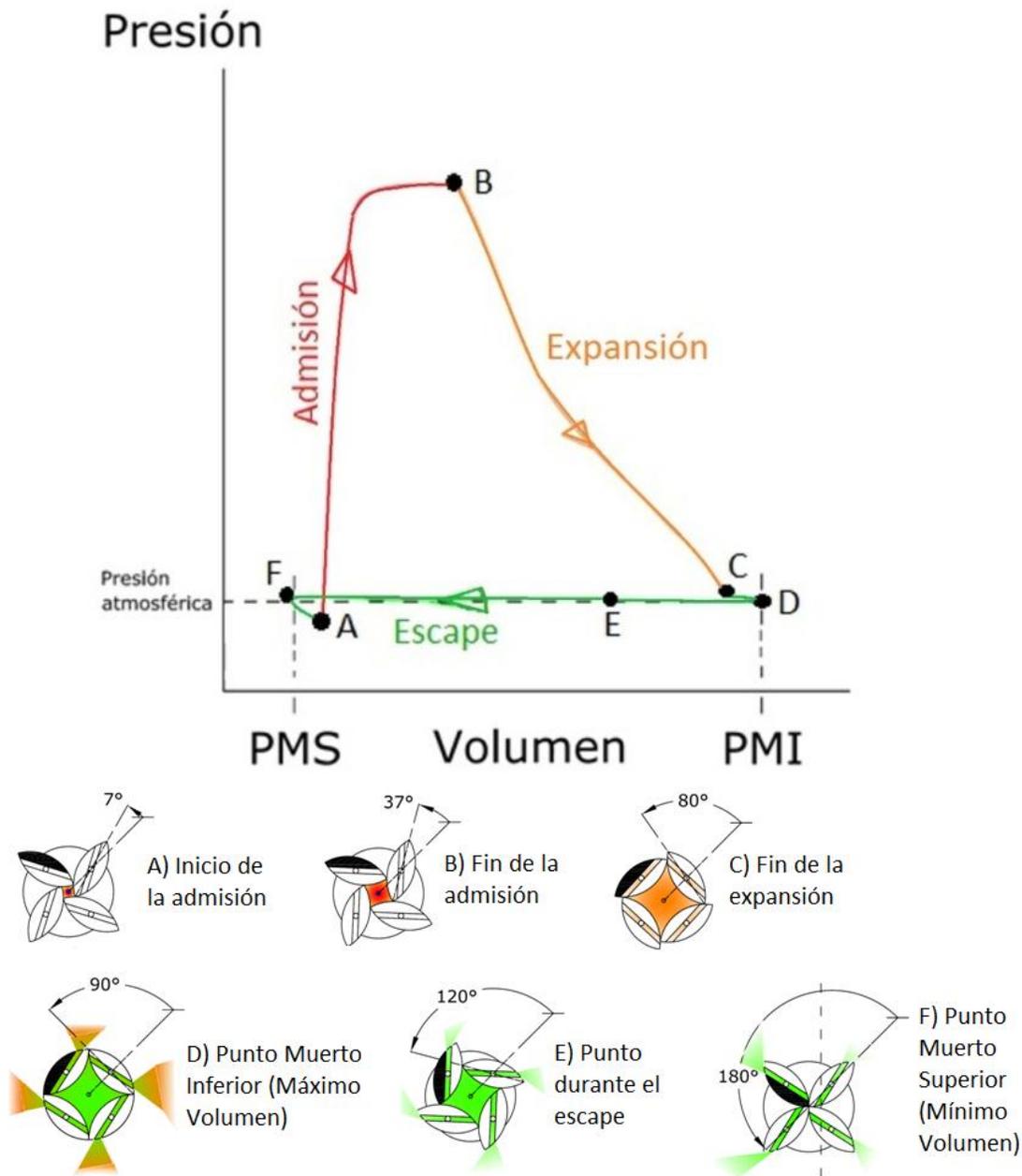
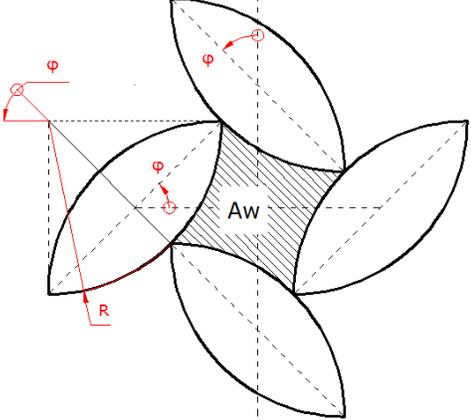


Figura 5. Diagrama indicado del Expansor

del Expansor es de 2. Para un motor 4 tiempos, $i=0.5$ en cada cilindro; y para un motor 2 tiempos, $i=1$.

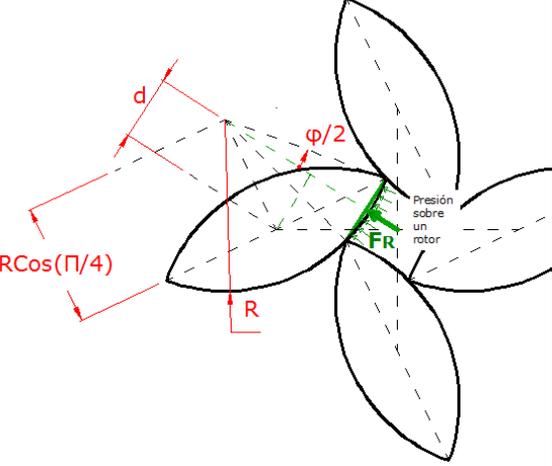
El volumen de expansión está determinado por el ángulo de giro de los rotores [9](Gonzalez Calderón 2010-2012), cuya relación matemática se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2. Modelo matemáticos del Volumen de expansión en función del ángulo de giro de los rotores

| | |
|--|--|
| <p>Modelo geométrico del volumen en la cámara de trabajo</p> <p>[I] $V_{w(\varphi)} = hR^2 \left[4 \text{Sen}^2 \left(\frac{\varphi}{2} \right) + 2 \text{Sen}(\varphi) - 2\varphi \right]$</p> <p>$V_w$: Volumen de trabajo A_w: Área de trabajo h: Altura de los rotores φ: Ángulo de giro de los rotores Rango 0° a 90° R: Radio de los rotores</p> |  |
|--|--|

El Momento producido durante la expansión también está determinado por el ángulo de giro de los rotores [9](Gonzalez Calderón 2010-2012). La relación matemática se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Modelo matemático del Par indicado, generado durante la expansión, en función del ángulo de giro de los rotores

| | |
|--|--|
| <p>Modelo del momento producido en un rotor</p> <p>[II] $M_R = \sqrt{2} \cdot p_c \cdot h \cdot R^2 \cdot \text{sen} \left(\frac{\varphi}{2} \right) \cdot \text{sen} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right)$</p> <p>$h$: Altura de los rotores M_R: Es el Par resultante debido a la fuerza F_R. p_c: Presión en la cámara de trabajo. R: Radio de los rotores. φ: Ángulo de giro de los rotores Rango 0° a 90°</p> <p>Modelo del Par indicado</p> <p>[III] $M_i = 4\sqrt{2} \cdot p_c \cdot h \cdot R^2 \cdot \text{sen} \left(\frac{\varphi}{2} \right) \cdot \text{sen} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right)$</p> |  |
|--|--|

Estas ecuaciones son válidas para un rango de giro de los rotores φ de 0° a 90° , iniciando desde el punto muerto superior PMS.

Después de los 90° , la fuerza resultante producirá un momento que se opone al sentido de giro de los rotores.

1.2. Características de Operación del Expansor

En general, a un motor se le debe determinar eficiencias para ubicar cuantitativamente el desempeño del mismo; y establecerle las Curvas Características para delimitar su funcionamiento en un intervalo de velocidad.

A continuación se explican estos términos y la forma de obtenerlos, con respecto al Expansor.

1.2.1. Eficiencias

Las eficiencias que se determinan son la Eficiencia Mecánica y Eficiencia Isentrópica.

- Eficiencia Mecánica: Es un parámetro que es un índice de las pérdidas mecánicas y es la razón entre la potencia al freno P y la potencia indicada P_i . La potencia al freno es la potencia que entrega el eje del Expansor; y la potencia indicada es la suma de la potencia al freno y las pérdidas mecánicas.

Tabla 4. Términos para obtener la Eficiencia Mecánica

| Expresión Matemática | Definiciones |
|---|--|
| [IV] $P_i = \text{Potencia al freno} + \text{Pérdidas}$ | P_i : Potencia Indicada |
| [V] $P_i = W_i/t$ | W_i : Trabajo indicado. t : Periodo de tiempo entre inicio y final de la admisión |
| [VI] $W_i = \int_{V_1}^{V_2} P(v).dv$ | <p>V_1: Volumen de la cámara de expansión al comienzo de la admisión. Se obtiene mediante expresión [I].</p> <p>V_2: Volumen de la cámara de expansión al final de la admisión. Se obtiene mediante expresión [I].</p> <p>$p_{c(v)}$: Presión en la cámara de expansión en función del volumen. Esta función se obtiene mediante la conjugación de las funciones $P(\varphi)$ y $V(\varphi)$ para un mismo valor de ángulo φ; y con la cual se realiza el diagrama indicado del Expansor (ver Figura 5).</p> <p>$p_c(\varphi)$: Presión en la cámara de trabajo, en función del ángulo de rotación del eje de salida del Expansor. Esta función se obtiene mediante la conjugación de las función $p_c(t)$ y $\varphi(t)$, para un mismo valor de tiempo t.</p> <p>$p_c(t)$: Presión en la cámara en función del tiempo. Se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección "3.2.4. Conjunto para la medición de la presión en la cámara de trabajo".</p> <p>$\varphi(t)$: Ángulo de giro de los rotores en función del</p> |

| | |
|---|--|
| | <p>tiempo. Se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección “3.2.7. Conjunto para indicar”.</p> <p>$V_w(\varphi)$: Volumen de la cámara de trabajo en función del ángulo de rotación del eje de salida del expansor. Se obtiene mediante expresión [I].</p> |
| <p>[VII] Potencia al freno = $M \times \omega$</p> | <p>$M(t)$: Par entregado por el eje del Expansor en función del tiempo. Se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección “3.2.2. Conjunto para la medición del par entregado por el Expansor”.</p> <p>$\omega(t)$: Velocidad angular del eje del Expansor en función del tiempo. Se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección “3.2.3. Conjunto para la medición de la velocidad de giro”</p> |

- Eficiencia Isentrópica: Es un parámetro que sirve para medir el rendimiento energético del fluido de trabajo durante la expansión; y es la razón entre el trabajo al freno y el trabajo realizado por el ciclo ideal, con presión inicial igual a la admisión y presión final igual a la atmosférica. Para el trabajo realizado por el ciclo ideal se toma el aire a temperatura aproximadamente constante e igual al ambiente, la presión en la admisión $p_a(t)$ se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección “3.2.5. Conjunto para la medición de la presión de admisión”; y el consumo $Q_A(t)$ se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección “3.2.6. Conjunto para la medición del consumo en el suministro de aire”.

1.2.2. Curvas Características

Teniendo un sistema estable de abastecimiento de aire comprimido (entiéndase que para determinada velocidad, permita tomar varias muestras representativas de ciclos), se construyen 4 curvas de desempeño que obtienen en determinado intervalo de velocidad y carga, las cuales se controlan mediante el uso del dinamómetro. La velocidad ω (en RPM o rad/s) se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección “3.2.3. Conjunto para la medición de la velocidad de giro”.

- Curva Potencia al freno Vs RPM: La potencia al freno se calcula con la expresión [VII].

- Curva Par (M) Vs RPM: M es el par entregado por el eje del Expansor. Se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección “3.2.2. Conjunto para la medición del par entregado por el Expansor”.

- Curva Consumo Q_A Vs RPM: El consumo se obtiene por medición utilizando el conjunto descrito en la sección “3.2.6. Conjunto para la medición del consumo en el suministro de aire”.

- Curvas de Eficiencia Mecánica Vs RPM: La obtención de la Eficiencia Mecánica para un valor constante de ω se describe en la sección 1.2.1. Eficiencias.

1.2.3. Mediciones de desempeño

Durante Noviembre de 2009 y Enero de 2012 se estuvieron realizando mediciones al Expansor, donde se probaron diferentes modificaciones realizadas al mismo, con el fin de obtener un par M lo más cercano posible al valor teórico (ver expresión [III]). Estas modificaciones hicieron parte del trabajo de Doctorado que realizó el M. en C. Alejandro Gonzalez Calderón [9](Gonzalez Calderón 2010-2012), que tiene como título “Investigación Teórica-Experimental de un Motor Rotatorio de Desplazamiento Positivo”

A continuación se presentan algunos ciclos de esas pruebas, donde se muestran las piezas del Expansor con las que se realizó la prueba y las mediciones obtenidas.

Medición realizada al Expansor con sellos de Bronce-Latón (Diciembre de 2009)

El Expansor trabajo con las siguientes piezas:

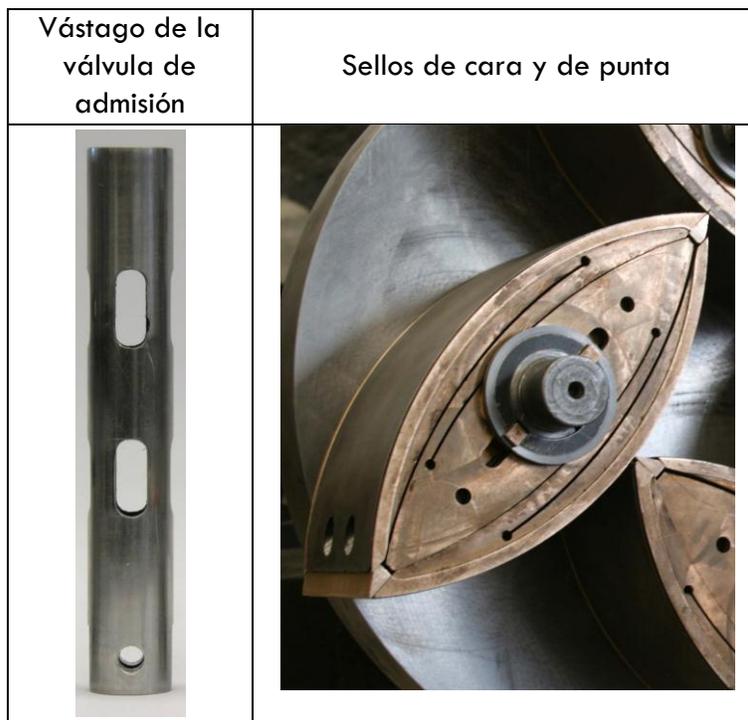


Figura 6. Vástago de la Válvula de Admisión y Sellos de cara y punta utilizados en medición realizada al Expansor en Diciembre de 2009.

Fuente: Alejandro, G. C. (2010). Tesis de doctorado: Investigación teórica-experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo. México D.F.: Facultad de Ingeniería, UNAM.

La medición obtenida se muestra en la Figura 7, donde se obtuvo que para el valor máximo medido de presión en la cámara p_c ; y aplicando a la expresión [III], el par indicado máximo era de $M_i=228$ Nm (para $p_c=52$ Psi, $h=67$ mm, $\phi =50^\circ$) con una velocidad máxima de 172 RPM. En esas condiciones, la potencia indicada es de $P_i=4107$ W. Experimentalmente, el resultado máximo medido (en promedio) para el par fue de $M=10.8$ Nm, con una potencia máxima al freno $P=194.4$ W.

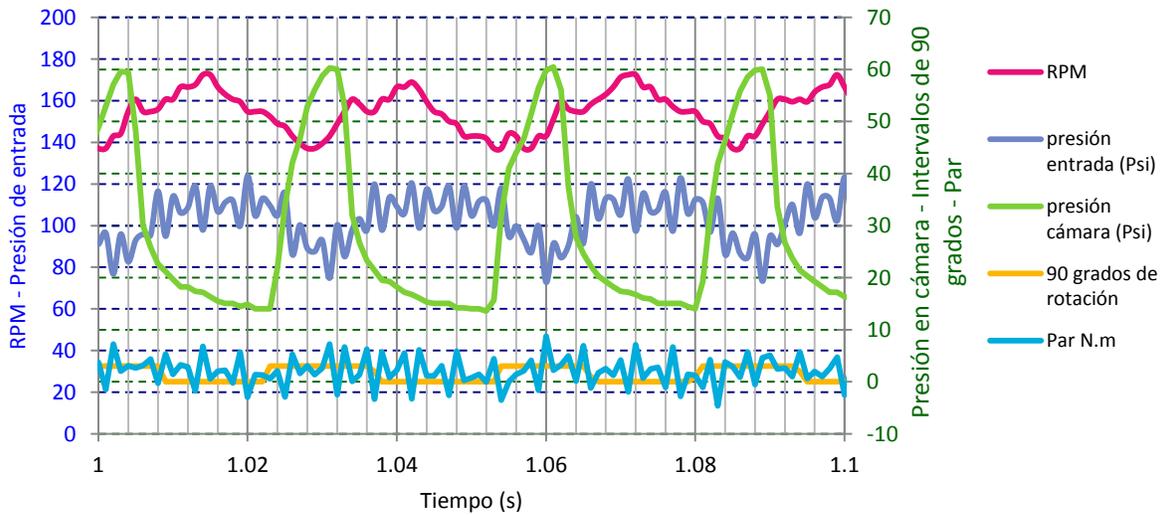


Figura 7. Parte de medición realizada al Expansor con sellos de Bronce Latón

Medición realizada al Expansor con sellos de cara en teflón (Diciembre de 2011)

El Expansor trabajo con las siguientes piezas:

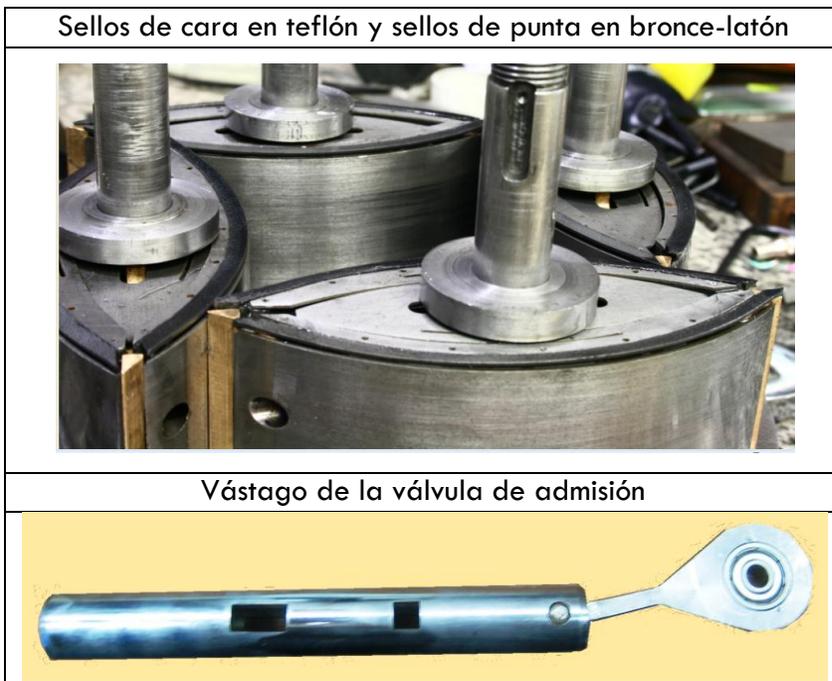


Figura 8. Vástago de la Válvula de Admisión y Sellos de cara y punta utilizados en una medición realizada al Expansor en Diciembre de 2011.

Fuente: Alejandro, G. C. (2010). Tesis de doctorado: Investigación teórica-experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo. México D.F.: Facultad de Ingeniería, UNAM.

La medición obtenida se muestra en la Figura 9, donde se obtuvo que para el valor máximo medido de presión en la cámara p_c ; y aplicando a la expresión [III], el par indicado máximo era de $M_i=378$ Nm (para $p_c=89.79$ Psi, $h=63.52$ mm, $\varphi =44^\circ$) con una velocidad máxima de 174 RPM. En esas condiciones, la potencia indicada es de $P_i=6889$ W. Experimentalmente, el resultado máximo medido (en promedio) para el par fue de $M=2.7$ Nm, con una potencia máxima al freno $P=49$ W.

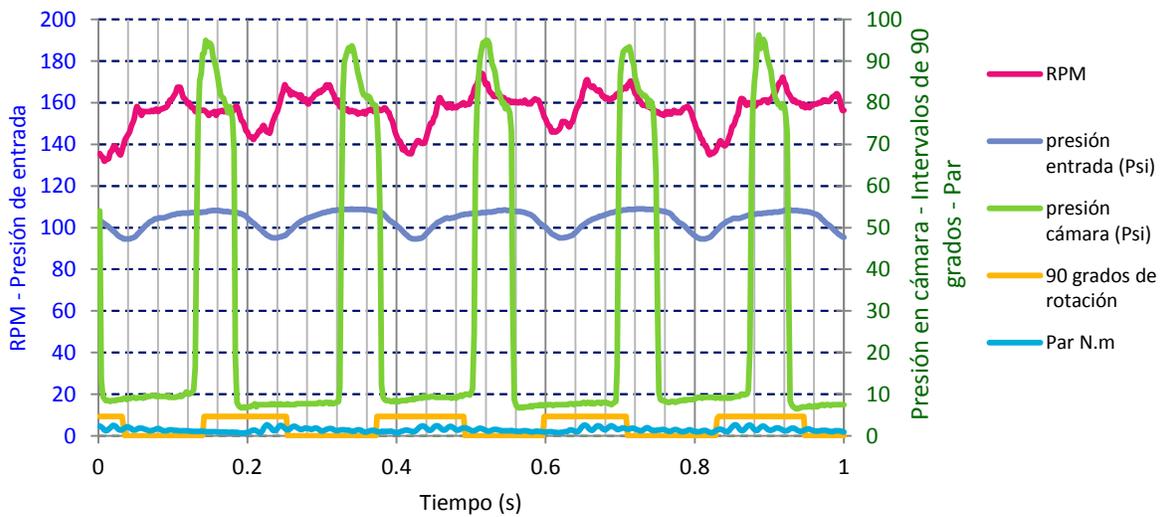


Figura 9. Parte de medición realizada al Expansor con sellos de cara en teflón y sellos de punta en bronce-latón

Después de realizar varias mediciones con diferentes modificaciones, no se logró obtener un valor cercano al par teórico que debía entregar el Expansor.

Generalmente, la mayor parte de las pérdidas en cualquier motor pueden ser debidas a la fricción, ya sea la fricción mecánica entre las partes internas o en la transmisión del movimiento al eje. En el caso específico del Expansor, se hicieron determinaciones de pérdidas de fricción en los sellos, mediante pruebas experimentales (ver Figura 10) que se compararon con el comportamiento teórico mostrado en la ecuación [VIII] :

$$[VIII] \quad P_t = \mu \left[(0.1409p + 0.7534)N + (0.1357p + 0.4177) \cdot 10^{-6}N^3 \right]$$

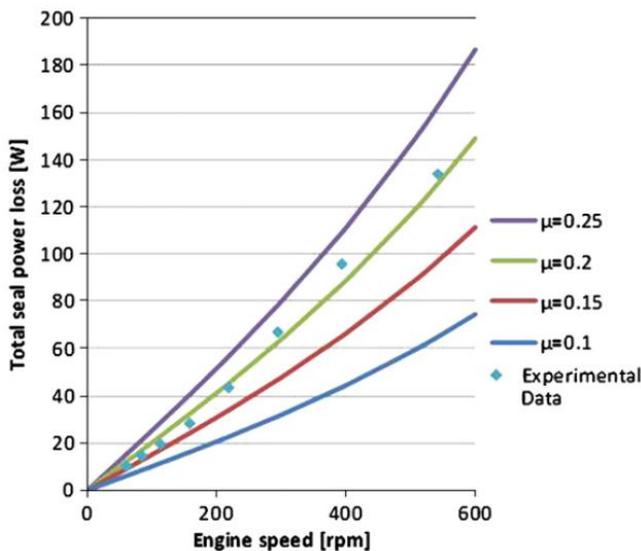


Figura 10: Perdida total en los sellos con respecto a la velocidad, para diferentes coeficientes de fricción

La deducción de la ecuación [VIII]; y la comparación de los datos experimentales con respecto al comportamiento teórico (ver Figura 10) se presentan en el ANEXO 2. Sealing system for a rotary expander [6](Chicurel-Uziel, et al. 2010).

La pérdida total de potencia debida a la fricción en los sellos utilizando la ecuación [VIII], para una velocidad de giro de 172 RPM y 174 RPM es de:

| N[rpm] | $\mu=0.25$ | $\mu=0.2$ | $\mu=0.15$ | $\mu=0.1$ |
|---------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|
| 172 | 44 W | 35 W | 26 W | 18 W |
| 174 | 45 W | 36 W | 27 W | 18W |

Los valores anteriores resultaron ser muy inferiores a la diferencia entre potencia indicada P_i y potencia al freno P que se obtuvo en las pruebas, por lo que se detectó que faltaba estimar la energía se consumía en la válvula y en las fugas que se estaban presentando.

Con respecto a la medición, se requería un tiempo considerable para organizar los datos obtenidos y encontrar los intervalos donde hubiera al menos cuatro ciclos uniformes en un intervalo de velocidad de giro. Por lo tanto, se tuvo la necesidad de que se pudiera visualizar el periodo de adquisición en la pantalla del computador, para guardar los datos en el momento en que las señales mostraran un comportamiento uniforme entre ciclos y las señales se pudieran escalar de una forma adecuada para el observador.

CAPÍTULO 2

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS

De acuerdo a lo indicado en la sección “1.2. Características de Operación del Expansor”, se requiere para el cálculo de las Eficiencias y Curvas de desempeño, medir la presión en la cámara de trabajo $p_c(\varphi)$, la posición de los rotores $\varphi(t)$, el par entregado por el eje del Expansor $M(\varphi)$, la velocidad angular $\omega(t)$, presión de admisión $p_a(t)$; y el consumo de aire Q_A . Sin embargo, la obtención de estos resultados se debe realizar sobre un motor que tenga identificados los elementos cuya condición pueda afectar substancialmente el ciclo de trabajo y la forma en que esto ocurre. Considerando que en cuanto a elementos móviles, el Expansor tiene sólo un mecanismo biela-manivela y cuatro rotores con sus respectivos engranes, se hace necesario obtener la energía que requieren estos elementos para realizar su movimiento con respecto a un Expansor con la adecuación mínima para generar un movimiento angular uniforme de los rotores sin lubricación.

No conocer la energía mínima utilizada en las partes móviles para generar la rotación uniforme de los rotores del Expansor, implica omitir parte de las pérdidas que se pueden estimar; y no se contaría con un punto de comparación en cuanto a procedimiento y definición matemática que evalúe las modificaciones se le realicen a los elementos móviles.

2.1. Objetivos

Considerando el problema presentado en el apartado anterior, el alcance de la tesis se enfocó a los siguientes objetivos:

- Realizar las pruebas para analizar detalladamente el comportamiento estático de los rotores con un sistema de sellado y sin sellos; y de la válvula, con respecto al giro de un ciclo del Expansor.
- Determinar elementos de evaluación para un sistema de sellado y de válvula de admisión.
- Obtener la curva de pérdida de potencia en la válvula de admisión por fricción dinámica.

CAPÍTULO 3

3. INSTALACION DE MEDICIONES Y PRUEBAS

Las mediciones que se requieren para determinar las Características de Operación del Expansor (ver sección 1.2. Características de Operación del Expansor) son:

$p_c(t)$: Presión en la cámara en función del tiempo.

$\varphi(t)$: Ángulo de giro de los rotores en función del tiempo.

$M(t)$: Par entregado por el eje del Expansor en función del tiempo.

$\omega(t)$: Velocidad angular del eje del Expansor en función del tiempo.

$p_a(t)$: Presión en la admisión en función del tiempo.

$Q_A(t)$: Consumo de fluido de trabajo en función del tiempo.

Para obtener estas mediciones, se desarrolló una Instalación que está compuesta de 6 conjuntos de medición y un instrumento virtual. El presente capítulo explica la Instalación en dos secciones:

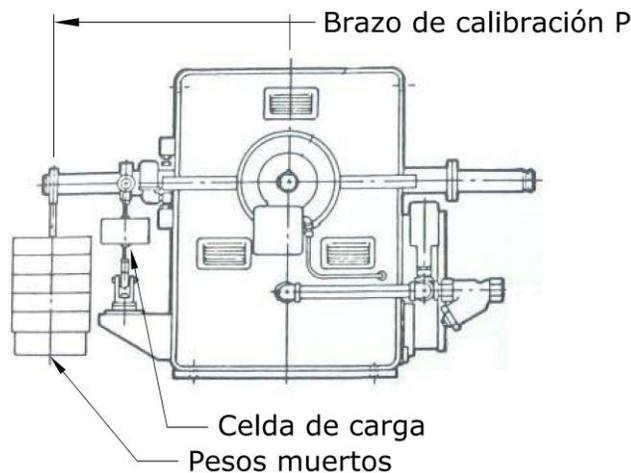
- En la sección 3.1. se indican los conceptos que se consideraron para realizar las mediciones debido a las características físicas del entorno donde se realizaron las mismas; y los diferentes aspectos técnicos que se tuvieron que enfrentar.
- En la sección 3.2. se explican los componentes de la Instalación: El instrumento virtual y cálculos de adecuación de señal para los conjuntos de medición que así lo requirieron. Los instrumentos utilizados fueron los que están disponibles en el sitio donde se realizó este trabajo.

3.1. Conceptos para las mediciones

3.1.1. Medición del par

El par producido por un motor bajo prueba se resiste y se mide por el dinamómetro al que está conectado. La precisión con que se mide el par y velocidad es fundamental para todas las otras medidas derivadas y realizadas en la instalación de prueba.

En un dinamómetro como el utilizado en la instalación, el par M , se mide como el producto del brazo de calibración P y de la fuerza F resistida por un transductor de carga (Ver Figura 11).



Fuente: EATON Corporation. (1980). *Dynamatic series. Eddy current Absorption dynamometers catalog (Mayo)*. Kenosha, EUA.

Figura 11. Esquema del dinamómetro utilizado en la instalación de prueba

La calibración se realiza siempre por medio de un brazo de calibración, suministrado por el fabricante, el cual está atornillado a la carcasa del dinamómetro y donde se aplican pesos muertos en un radio de calibración P . El fabricante certifica la distancia P entre el eje de aplicación de la carga y el eje del dinamómetro.

La fuerza que los pesos muertos ejercen en el brazo de calibración es el producto de su masa y el valor local de la aceleración gravitatoria "g". Por lo general se supone constante y con un valor de $9,81 \text{ m/s}^2$, sin embargo este valor sólo es correcto a nivel del mar y una latitud de unos 47° N . Aumenta hacia los polos y disminuye hacia el Ecuador, con variaciones locales. Para la calibración del dinamómetro se utilizará el valor de $9,78 \text{ m/s}^2$, el cual es el valor utilizado en los Laboratorios de Física Experimental¹ de la UNAM.

El procedimiento convencional de calibrar el dinamómetro con pesos muertos, si se es tratado con rigor, no es del todo fácil porque se enfrenta el hecho de que la celda de carga no es perfectamente lineal en su respuesta, y ninguna unión es perfectamente lisa y sin fricción. El problema resultante es ajustar el sistema con el fin de garantizar que los errores (inevitables) están al mínimo en todo el proceso.

El procedimiento de calibración que se siguió al hacer uso del dinamómetro disponible fue:

- El dinamómetro no debe estar acoplado al Expansor. Después de que el sistema ha sido energizado para excitar la celda de carga, la salida de ésta se pone a cero con el dinamómetro en su estado normal de funcionamiento sin carga (enfriamiento por agua encendido, etc.) y el peso del brazo de calibración es balanceado por una fuerza igual y opuesto. Los pesos muertos se añaden para producir aproximadamente el máximo par nominal de escala M_{NE} . Este torque es calculado y se define como máximo para el rango de la curva de calibración. Posteriormente, los pesos son removidos, se verifica que la lectura de la celda sea nuevamente cero y se agregan los pesos preferiblemente en incrementos iguales, anotando las lecturas de la celda de carga. Se remueven los pesos en orden

¹ Dato provisto por Instituto de Geofísica de la UNAM, obtenido por el Dr. Manuel Mena Jara en Ciudad Universitaria.

inverso y las lecturas se anotan nuevamente. El procedimiento anterior indica que la celda de carga leerá cero antes de que cualquier carga sea aplicada.

Suele asumirse (aunque no necesariamente es el caso), que los efectos de histéresis, que se manifiestan como las diferencias observadas entre el par con aumento de la carga y con decremento de la carga, se eliminan cuando la máquina está funcionando debido a la vibración porque evita que se asienten los soportes del brazo de calibración.

3.1.2. Medición de la presión

La presión atmosférica varía dependiendo de la ubicación terrestre, pero el valor de esta presión en la instalación de prueba tiene una medición de 78 KPa que es referencia para todas las pruebas. Este valor es absoluto y se suma a las mediciones manométricas que lo requieran. Los instrumentos de medición utilizados están diseñados para medir presiones manométricas.

3.1.3. Medición del consumo y caudal del fluido de trabajo: gases

En la medición de gases se debe tener en cuenta que la densidad de un gas es sensible a la presión y la temperatura. En el caso particular del Expansor, las pruebas se realizaron con aire como fluido de trabajo, donde sus propiedades están referenciadas a una condición normal. Aunque hay varias definiciones para “condiciones normales de referencia del aire”, se utilizó la definición de la especificación del fluxómetro usado en la instalación de prueba. Estas condiciones normales son: 1,017 bar de presión (101,7 KPa), temperatura de 15 ° C (288,15 ° K) y densidad de 1,225 Kg/m³.

EFFECTO DE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA

La masa de aire consumido tiende a variar directamente con la densidad; y el flujo de aire tiende a variar inversamente con la densidad. La densidad es proporcional a la presión absoluta e inversamente proporcional a la temperatura absoluta, cuya relación se define como:

$$[IX] \quad \rho_p = \rho_n \cdot \frac{p_p}{p_n} \cdot \frac{T_n}{(T_p + 273)}$$

ρ_p : Densidad del aire en condiciones de prueba, Kg/m³.

ρ_n : Densidad del aire en condiciones normales, Kg/m³.

p_p : Presión absoluta de prueba, KPa.

p_n : Presión en condiciones normales, KPa.

T_p : Temperatura de prueba, °C.

T_n : Temperatura en condiciones normales, °K.

CORRECCIÓN DE CONSUMO Y DENSIDAD DEL AIRE

La medición del consumo de aire y la estimación de la densidad deben ser corregidas debido a los efectos que producen la presión y temperatura. La corrección es un valor que multiplica o divide el parámetro en cuestión. Por ejemplo, los medidores de flujo están especificados y calibrados bajo condiciones normales, por lo que se debe hacer la

corrección en la señal de medición para ajustarla a las condiciones de la instalación de prueba, según lo mostrado en la Tabla 5.

Tabla 5. Corrección del consumo y densidad del aire basado en condiciones normales

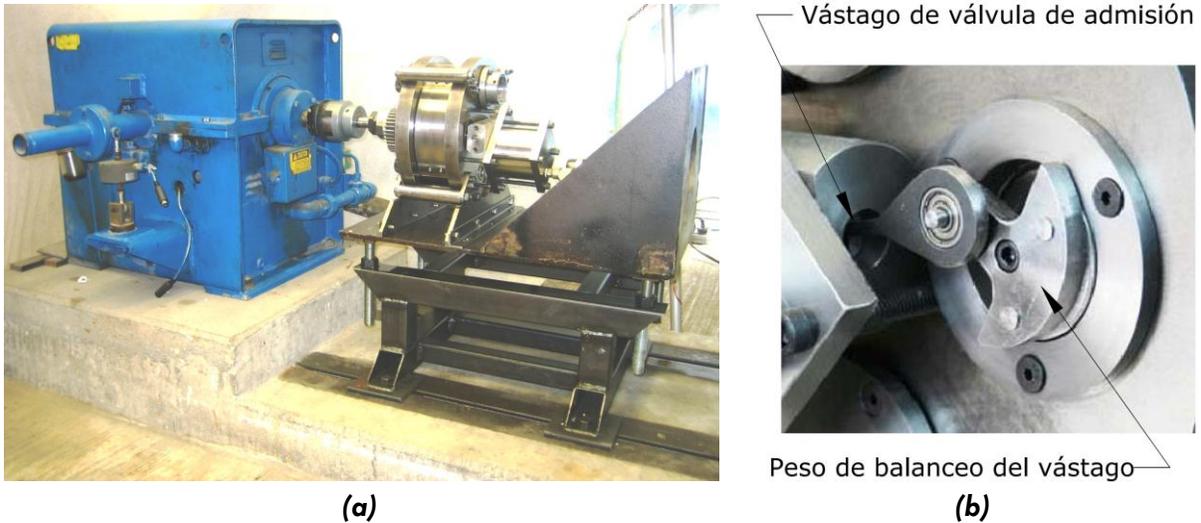
| Parámetro | Condición de prueba | Condición estándar |
|------------------------------|--|-----------------------------|
| Presión absoluta | p_p [KPa] | $p_n=1,017$ Bar = 101,7 KPa |
| Temperatura | T_p [°C] | $T_n=288,15$ °K |
| Factor general de corrección | [X] $f_c = \frac{p_n}{p_p} \cdot \frac{T_p}{T_n} = \frac{101,7}{p_p} \cdot \frac{(T_p+273)}{288,15}$ | |
| Parámetro de prueba | Corrección | |
| Densidad | [XI] $\rho_p = \rho_n / f_c$ | |
| Flujo volumétrico | [XII] $\dot{Q}_p = \dot{Q}_n \cdot f_c$ | |
| Flujo de masa | [XIII] $\dot{m} = (\rho_n \cdot \dot{Q}_p) / f_c$ | |

3.1.4. Interferencias en la medición

VIBRACIONES

Casi siempre es el mismo Expansor la única fuente significativa de vibración en las pruebas. Las fuentes secundarias tales como el sistema de ventilación, las bombas, compresores, sistemas de circulación o el dinamómetro, son generalmente despreciables en comparación a los efectos del propio Expansor.

Hay varios aspectos al asumir esta condición, pero debido a que el Expansor está montado de tal manera que ni él ni las conexiones pueden ser dañados por el movimiento excesivo o la restricción excesiva, no ocurren vibraciones significativas adicionales a la única masa reciprocante del Expansor (el vástago de la válvula de admisión), la cual está parcialmente balanceada (ver Figura 12).



Fuente: Alejandro, G. C. (2010). Tesis de doctorado: Investigación teórica-experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo. México D.F.: Facultad de Ingeniería, UNAM.

Figura 12. Instalación del Expansor y peso de balanceo de la válvula de admisión

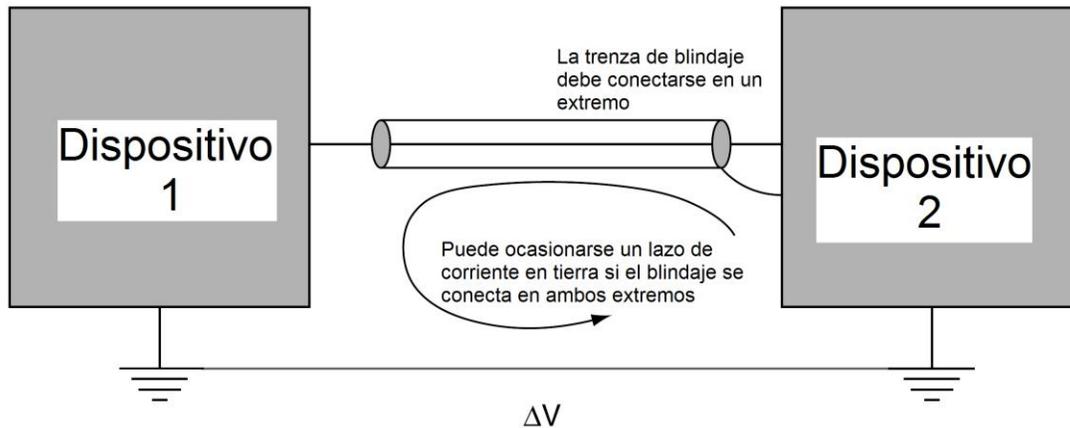
INTERFERENCIA ELECTROMAGNETICA

Todo equipo eléctrico o electrónico genera con mayor o menor intensidad perturbaciones de distintas frecuencias que pueden interferir a otros dispositivos o equipos, ya sea a través del aire o mediante sus propios conductores. El problema de las interferencias ha crecido simultáneamente al desarrollo de las aplicaciones electrónicas y eléctricas: radio, lámparas, comunicación inalámbrica y el aumento de la integración de semiconductores [4](Balcells, y otros 1992).

Las interferencias pueden ser naturales, como las producidas por descargas atmosféricas, descargas electrostáticas, ruido cósmico, radiaciones naturales, etc.; o pueden ser artificiales, como las que se originan como consecuencia de funcionamiento de dispositivos o sistemas eléctricos.

Las fuentes de interferencia electromagnética que hay en el sitio son compresores, equipos de soldar, radio, lámparas, máquinas-herramientas, fuentes de computadora; entre otros. Para las interferencias generadas por estas fuentes, se utilizó una de las técnicas habituales para la protección de las señales en los cables y en el suministro de conexiones con “tierras limpias”, que están separadas de las “tierras de protección” [4](Balcells, y otros 1992).

El método utilizado en la Instalación de Prueba previene la distorsión de las señales por bucles o lazos cerrados de tierra, los cuales son causados por diferentes valores de potencial entre las tierras a través del circuito de señales de medición y que inducen corrientes parásitas de compensación [12](Maloney 2006). La “tierra limpia” es un punto que debe tener la impedancia más baja posible en toda la instalación de prueba (ver Figura 13), por lo que se escogió la tierra en la estructura del edificio donde se ubicó la Instalación.



Fuente: J, Maloney Timothy. *Electrónica industrial moderna*. Edo. de México: Pearson Educación, 2006.

Figura 13. Lazo cerrado de tierra al conectar dispositivos eléctricos

3.2. Componentes de la Instalación

3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos

ESPECIFICACIONES OPERACIONALES

Este conjunto adquiere, despliega para visualizar y guarda los datos de las seis señales. La conexión de las señales al sistema de adquisición se hace a través de la caja de conexiones mostrada en la Figura 15; que a su vez está conectada a los circuitos acondicionadores de señal (dependiendo del instrumento que lo requirió), ubicados en la caja mostrada en la Figura 14.

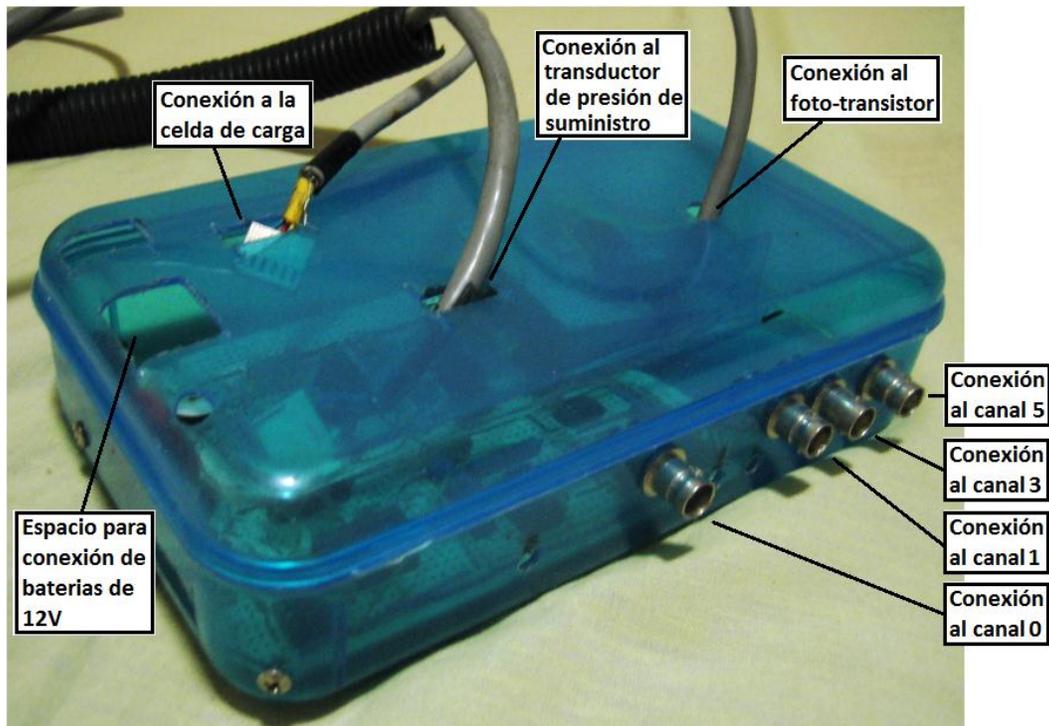


Figura 14. Caja de conexiones para circuitos acondicionadores de señal

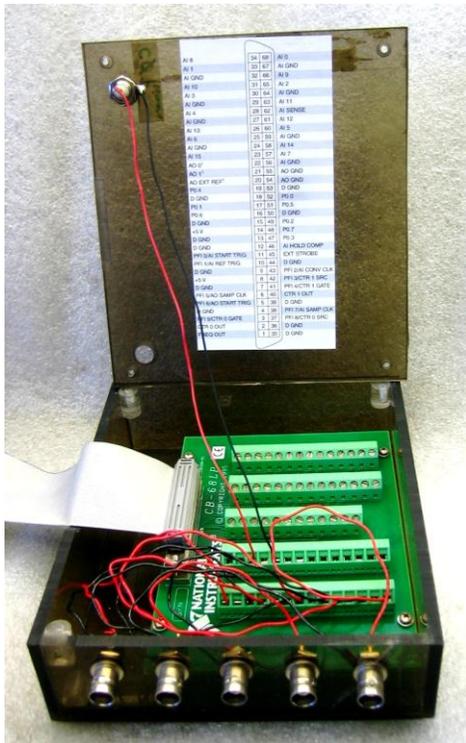


Figura 15. Conector analógico para la adquisición

Caja de conexiones diseñada por Alejandro, g. C. (2012) durante la realización de la Tesis de doctorado: investigación teórica experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo. México d.f.: Facultad de ingeniería, Unam.

La caja de conexión para las seis señales de la Instalación de Prueba al programa de adquisición (ver Figura 15), contiene una tarjeta National Instruments PCI-MIO-16E-4 y un bloque conector analógico CB-68LP. Los conectores son tipo BNC, referenciadas a la tierra del computador. La tarjeta adquiere las señales sin darle ganancia alguna.

Los conectores BNC, de izquierda a derecha son los canales del 0 al 5 respectivamente.

Las señales se despliegan en ventanas independientes similares a la de en un osciloscopio (ver Figura 16), donde el control de ajuste de la base del tiempo (en el eje horizontal de cada ventana, en segundos por división) es común para todas ellas (ver dial en la parte superior izquierda de la Figura 17); y el control de la escala vertical (voltaje por división), es independiente para cada ventana. En la Figura 17 se muestra la organización de las ventanas para visualizar las seis mediciones indicadas al comienzo de este capítulo

Por ejemplo, en la Figura 16, se muestra la ventana que despliega la señal del Par entregado por el Expansor. Con el control mostrado en el lado derecho de la Figura 16, se ajusta la escala vertical de la ventana, la cual tiene como unidad principal el voltaje por división; y como unidad secundaria, Nm por división.

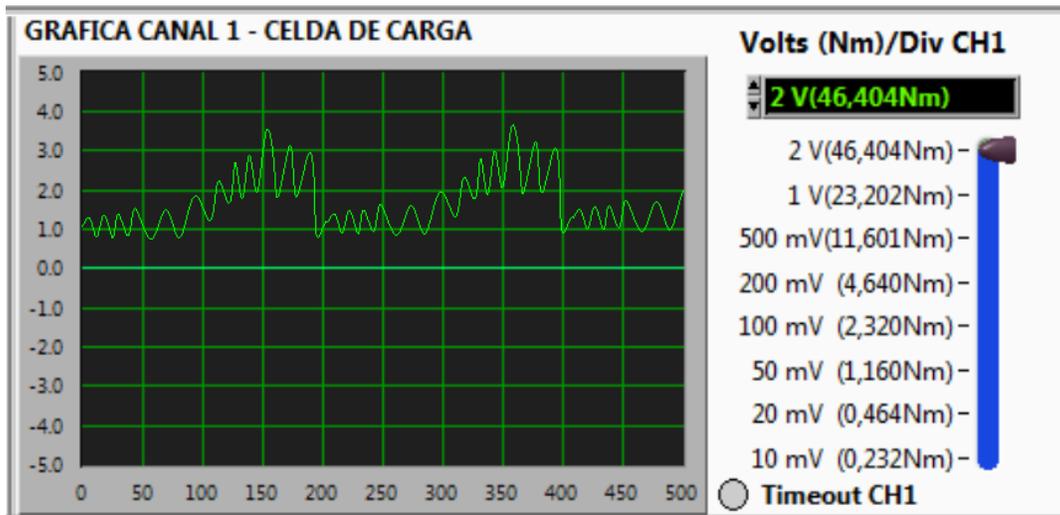


Figura 16. Ventana del canal donde se despliega para visualizar la señal del par entregado por el Expansor

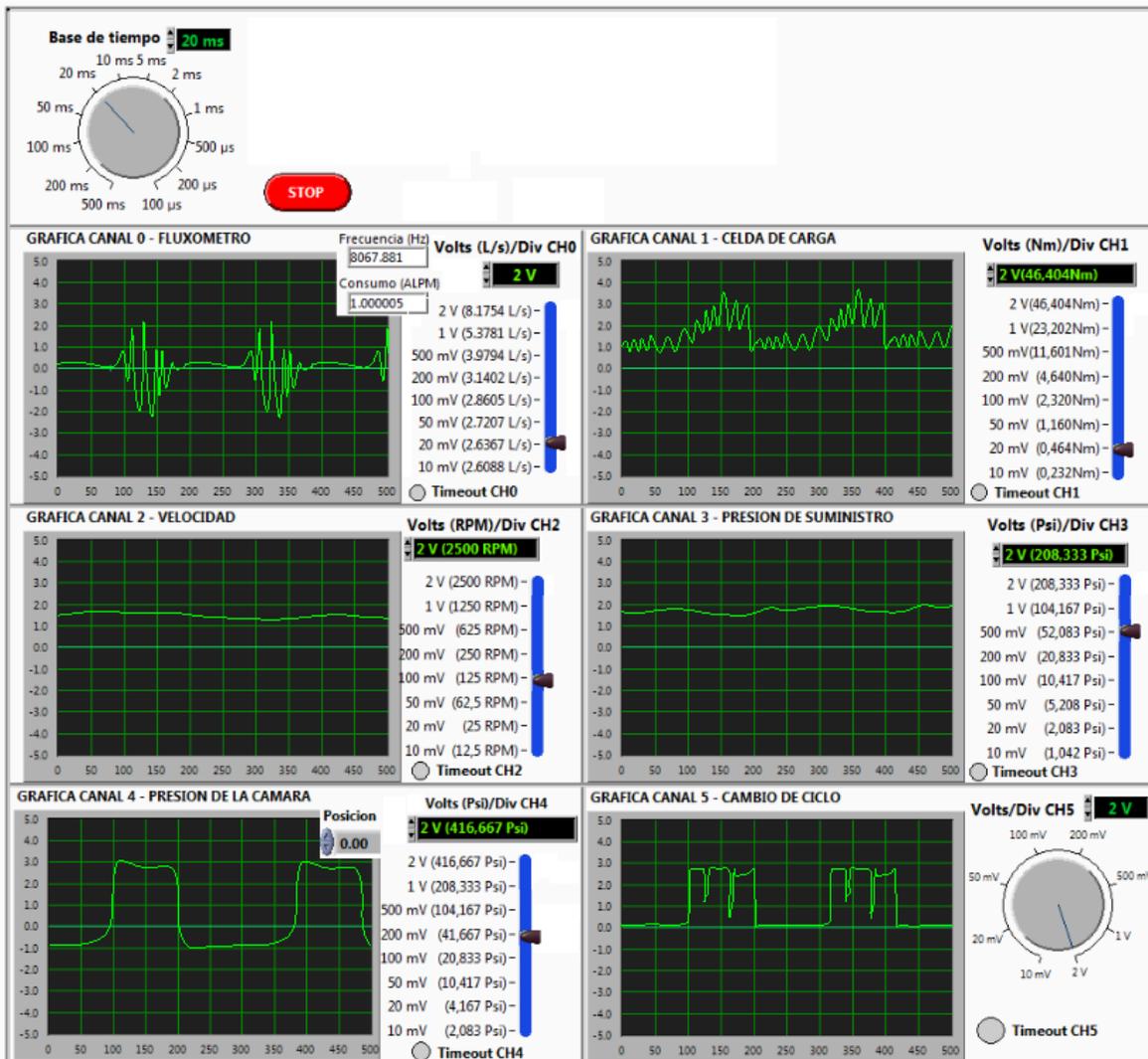


Figura 17. Panel del programa de adquisición de datos

Para todos los canales, las señales se adquieren como voltaje, se visualizan en sus respectivas ventanas con la equivalencia de las divisiones horizontales en la unidad de medición deseada; y se postprocesan en la unidad equivalente del Sistema ISO.

En los canales, la unidad que tiene la escala de ajuste vertical de la ventana; y la unidad con la que se postprocesa la adquisición, se presenta en la Tabla 6.

Tabla 6. Unidades de visualización y registro de la señales en los canales del instrumento virtual de adquisición

| CANAL | EQUIVALENCIA DE LA MEDICION QUE SE DESPLIEGA EN LA VENTANA | EQUIVALENCIA DE LA MEDICION QUE SE GUARDA DE LA ADQUISICION |
|--------------|---|--|
| 0 | Consumo Q_A : Litros por segundo L/s | Consumo Q_A : metros cubicos por segundo |
| 1 | Par: Newton metro Nm | Par: Newton metro Nm |
| 2 | Velocidad: Revoluciones por minuto | Velocidad: Radianes por segundo |
| 3 | Presión de suministro: Psi | Presión de admisión: Kilo Pascales |
| 4 | Presión en la cámara: Psi | Presión en la cámara: Kilo Pascales |
| 5 | Posición de giro de los rotores y el eje: Volts | Cambio de ciclo: Volts |

La programación general del instrumento virtual utilizando el software LabView 6.1. se muestra en la Figura 18.

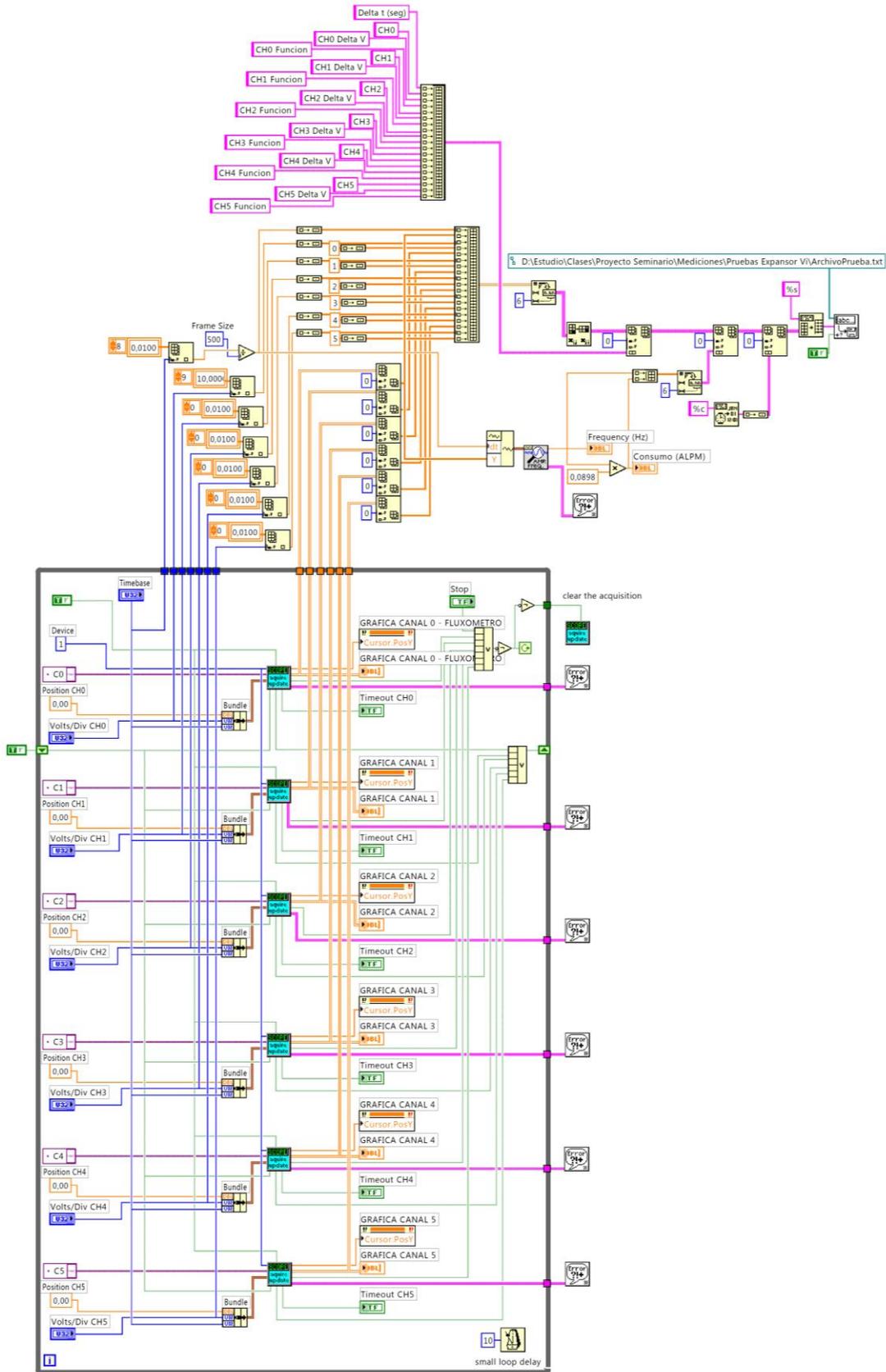


Figura 18. Programación del instrumento virtual de adquisición

La parte medular del instrumento virtual es un subinstrumento (subVI) prediseñado llamado Internal Scope.ctl (ver Figura 19), el cual adquiere los datos de acuerdo a la configuración del panel frontal (ver Figura 16 y Figura 17). Este subVI hace parte de una biblioteca que viene con el software LabVIEW; y trabaja simulando un osciloscopio real.

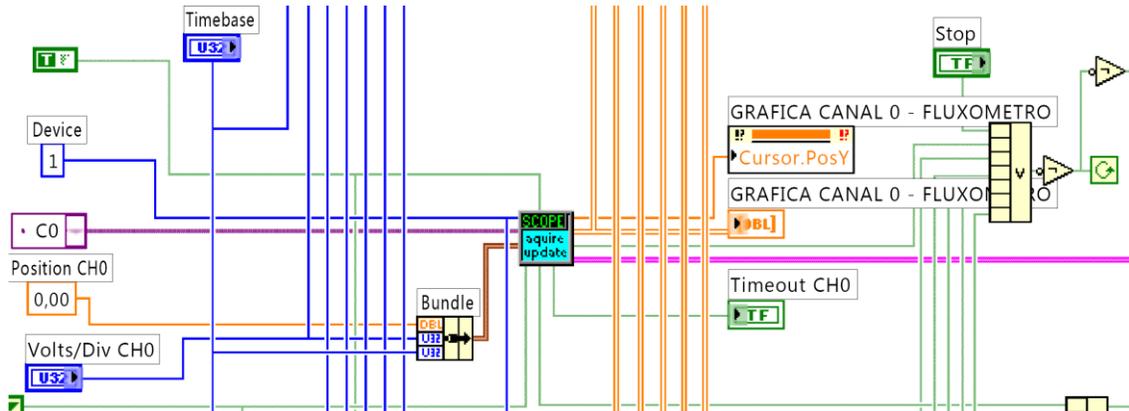


Figura 19. Subinstrumento virtual que adquiere la señal de un canal, programado para la medición de consumo en el suministro de Aire.

La configuración de las conexiones al subVI mostrado en la Figura 19 es la misma para los seis canales, con el fin de observar cada señal en ventanas independientes. Las entradas y salidas del subVI Internal Scope.ctl se explican en la Tabla 7.

Tabla 7. Entradas y salidas del subinstrumento virtual Internal Scope.ctl

| ENTRADAS | SALIDAS |
|--|---|
| <p>Timebase: La base de tiempo es una entrada común para todos los subVI de cada canal. Tiene un intervalo de 1ms/div a 500ms/div. Todas las ventanas tienen 10 divisiones en el eje horizontal, lo que significa que se pueden observar periodos de 0,001 a 5 segundos.</p> <p>Device: Es el número que le da el programa a la tarjeta de adquisición. Es una entrada común para todos los subVI.</p> <p>Position CH-: Es el desplazamiento vertical que se le da a una señal en la ventana. Para los canales del 0 al 3 y el 5, es cero; y para el canal 4, el desplazamiento se selecciona en el panel para poder ajustar la visualización la señal de la presión en la cámara Pc.</p> <p>Volts/Div CH-: Es la escala vertical y es independiente para cada ventana. Tiene un rango de 10mV/div a 2V/div. Todas las ventanas tienen 10 divisiones en el eje vertical, lo que significa que se pueden observar voltajes de $\pm 50\text{mv}$ a $\pm 10\text{V}$.</p> | <p>GRAFICA CANAL</p> <p>La grafica se la señal se crea a partir de 500 puntos igualmente espaciados por un valor de Δt en el eje horizontal. Al momento de almacenar los datos de la señal, los datos se guardan como un vector con respecto a cada punto del eje horizontal.</p> |

FRECUENCIA DE MUESTREO DEL SUBINSTRUMENTO VIRTUAL INTERNAL SCOPE.CTL (SUBVI), REFERENTE A LA RESOLUCIÓN Y VELOCIDAD DE GIRO DEL EJE DE POTENCIA

De acuerdo a lo explicado en la sección “1.2.1. Eficiencias”, hay algunas mediciones que se requieren en función del ángulo de giro del eje de potencia. La resolución con la que se obtenga esta función dependerá de la frecuencia de muestreo que tenga el sistema de adquisición respecto a una velocidad de giro en particular.

La relación entre la frecuencia de muestreo (en muestras por segundo) y la velocidad de giro (en revoluciones por segundo), indicará el número de muestras por revolución que se podrán adquirir. Teniendo en cuenta que 1 revolución equivale a 360°, se obtiene el número de grados transcurridos (resolución) entre cada muestra.

Lo anterior se expresa mediante la relación:

$$[XIV] \theta_r = \frac{360 \cdot n}{60 \cdot f_m}$$

- θ_r : Resolución del ángulo de giro del eje de potencia o de los rotores del Expansor;
- f_m : Frecuencia de muestreo del sistema de adquisición de datos;
- n : Velocidad del eje de potencia o de los rotores del Expansor.

Específicamente, con la selección de la base de tiempo (para todos los canales) que se puede realizar en el panel frontal del programa de adquisición; y el número de puntos que se permite graficar en cada ventana, se tiene y se define que:

- La Base de tiempo es la escala en la que se divide el eje horizontal de las ventanas y tiene un intervalo de 100 μ s/div a 500ms/div. Todas ventanas tienen 10 divisiones, lo que significa que se pueden adquirir periodos de 0,001 a 5 segundos.
- El Número de muestras es el total de muestras que el Instrumento Virtual obtiene antes de que la adquisición se termine. En el panel frontal, esto equivale al número de puntos que se visualizan en cada ventana, que es de 500.
- La Frecuencia de muestreo es el número de muestras por segundo que adquiere el Instrumento Virtual por canal.

En la siguiente tabla se presenta la resolución que se puede obtener a diferentes velocidades, con respecto al valor máximo y mínimo de la base de tiempo, utilizando la expresión [XIV].

| | Base de tiempo ms/div | Periodo de adquisición Seg (ms/div*10 div) | Frecuencia de muestreo muestras/seg | Resolución del eje de potencia * | | |
|-----------|--------------------------|--|---|----------------------------------|----------------|----------------|
| | | | | 50 RPM | 450 RPM | 800 RPM |
| Intervalo | 0,0001 | 0,001 | $\frac{500 \text{ muestras}}{0,001 \text{ s}} = 500000$ | 0,0006° | 0,0054° | 0,0096° |
| | 500 | 5 | $\frac{500 \text{ muestras}}{5 \text{ s}} = 100$ | 3° | 27° | 48° |

FUNCIÓN DE ALMACENAMIENTO DE DATOS

Los datos que salen del subVI de cada canal como un vector, se organizan en un arreglo con los otros vectores que salen de otros subVI de cinco canales. Este arreglo facilita que la función de almacenamiento (ver Figura 20) guarde en un bloque de datos los seis vectores (que corresponden a seis señales) de 500 puntos de cada uno en un archivo de texto. Esta función se ejecuta al presionar el botón de paro de lectura "STOP", del panel del programa (ver Figura 17, parte superior izquierda).

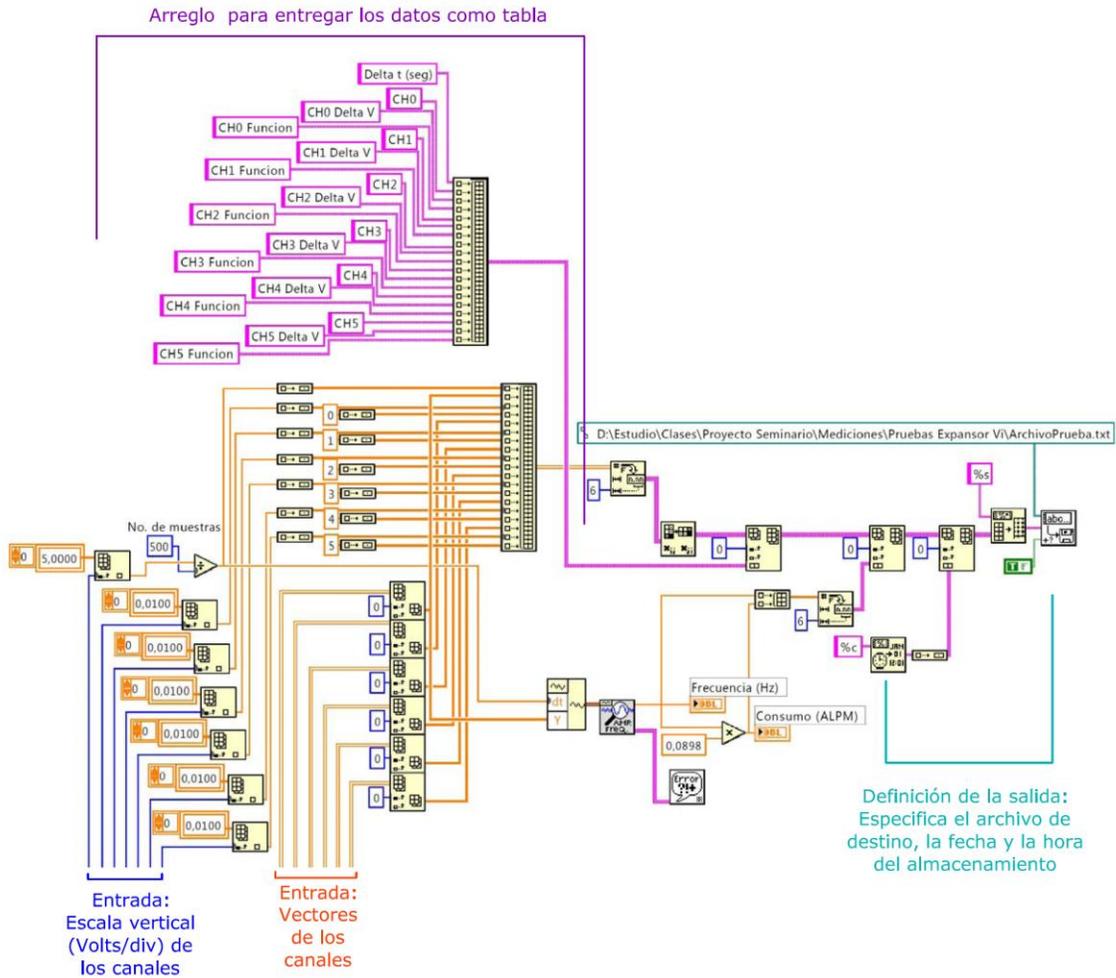


Figura 20. Programa de bloques para función de almacenamiento de datos

El archivo de almacenamiento (ver Figura 21) guarda los bloques de datos de secuencialmente, sin sobrescribir en los bloques anteriores. La ubicación y nombre del archivo de texto deben ser previamente definidos. Al abrir el archivo de texto, los datos se ven como se muestran en la Figura 21.

| Marzo 14 2012 Pruebas de operacion: Bloc de notas | | | | | | | | | | | |
|---|-----------|----------|-------------------|-----------|---|----------|------------|----------|----------|----------|-------------|
| Archivo Edición Formato Ver Ayuda | | | | | | | | | | | |
| 14/03/2012 21:00 | 0,000624 | | | | | | | | | | |
| 39,977466 | CH0 Flujo | 4,997559 | CH0 Flujo Delta V | 46,403999 | 0 | CH1 Par | 261,799988 | 4,997559 | CH2 RPM | 4,997559 | 1428,571045 |
| 0,01 | 0 | 2 | 4,997559 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0,581055 | 0,581055 | 0 | 0,583496 |
| 0 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0,581055 | 0 | 0 | 0,327148 |
| 0 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0,581055 | 0 | 0 | 2,341309 |
| 0 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0,581055 | 0 | 0 | 2,341309 |
| 0 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0 | 4,997559 | 0 | 0,581055 | 0 | 0 | 0,668045 |

Figura 21. Archivo de datos almacenados en txt

Al abrir el archivo de texto en una hoja de cálculo, separando las columnas por tabulaciones, se obtienen las filas y columnas de datos de cada bloque.

En la Figura 22 se indica mediante letras de la A a P, las celdas y columnas de datos.

| | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | L | M |
|---|-------------------|---------------|--------------|----------|------------|---------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-----------|-------------------|
| 1 | 14/03/2012 21:00 | (A) | | | | | | | | | | | |
| 2 | (B) 39.977466 | 0.000624 | (C) (F) | (G) | (H) | (I) | (J) | (K) | (L) | (M) | (N) | (O) | (P) |
| 3 | Delta t (seg) (D) | CH0 Flujo (E) | CH0 Flujo De | CH1 Par | CH1 Par Nm | CH2 RPM | CH2 rad/seg | CH3 Presion | CH3 Presion | CH4 Presion | CH4 Presion | CH5 Ciclo | CH5 Ciclo Delta V |
| 4 | 0.01 | 0 | 2 | 4.997559 | 46.403999 | 0 | 261.799988 | 4.997559 | 1428.57105 | 0.583496 | 2857.14307 | 2.341309 | 4.682618 |
| 5 | 0.02 | 0 | 0 | 4.997559 | 0 | 0 | 0 | 4.997559 | 0 | 0.581055 | 0 | 0.327148 | 0.654296 |
| 6 | 0.03 | 0 | 0 | 4.997559 | 0 | 0 | 0 | 4.997559 | 0 | 0.581055 | 0 | 2.341309 | 4.682618 |
| 7 | 0.04 | 0 | 0 | 4.997559 | 0 | 0 | 0 | 4.997559 | 0 | 0.581055 | 0 | 2.341309 | 4.682618 |
| 8 | 0.05 | 0 | 0 | 4.997559 | 0 | 0 | 0 | 4.997559 | 0 | 0.581055 | 0 | 0.668945 | 1.33789 |

Figura 22. Archivo de datos almacenados en txt y procesados en hoja de cálculo

Las celdas y columnas indicadas en la Figura 22, son:

- A) Celda: Fecha de la adquisición en formato mes/día/año.
- B) Celda: Frecuencia obtenida del conjunto descrito en la sección “3.2.6. Conjunto para la medición del consumo en el suministro de aire”.
- C) Celda: Consumo actual de aire en litros por minuto.
- D) Columna: Tiempo de medición de cada punto adquirido. La primera celda de esta columna muestra el valor de Δt que debe haber entre puntos.
- E) Columna: Valor vertical de cada punto de la señal en la pantalla del canal “CH0”, en el cual se conecta el conjunto descrito en la sección “3.2.6. Conjunto para la medición del consumo en el suministro de aire”
- F) Columna: La primera celda indica la escala en Voltios de la adquisición del conjunto descrito en la sección “3.2.6. Conjunto para la medición del consumo en el suministro de aire”. Para obtener el valor medido de los puntos de la señal, se debe multiplicar el valor de la primera celda de esta columna por el valor que está en columna (E) de la misma fila.
- G) Columna: Valor vertical de cada punto de la señal en la pantalla del canal “CH1”, en el cual se conecta el conjunto descrito en la sección “3.2.2. Conjunto para la medición del par entregado por el Expansor”
- H) Columna: La primera celda indica la escala en Nm de la adquisición del conjunto descrito en la sección “3.2.2. Conjunto para la medición del par entregado por el Expansor”. Para obtener el valor medido de los puntos de la señal, se debe multiplicar el valor de la primera celda de esta columna por el valor que está en columna (G) de la misma fila.
- I) Columna: Valor vertical de cada punto de la señal en la pantalla del canal “CH2”, en el cual se conecta el conjunto descrito en la sección “3.2.3. Conjunto para la medición de la velocidad de giro”.
- J) Columna: La primera celda indica la escala en rad/seg de la adquisición del conjunto descrito en la sección “3.2.3. Conjunto para la medición de la velocidad de giro”. Para obtener el valor medido de los puntos de la señal, se debe multiplicar el valor de la primera celda de esta columna por el valor que está en columna (I) de la misma fila.
- K) Columna: Valor vertical de cada punto de la señal en la pantalla del canal “CH3”, en el cual se conecta el conjunto descrito en la sección “3.2.5. Conjunto para la medición de la presión de admisión”.

L) Columna: La primera celda indica la escala en KPa de la adquisición del conjunto descrito en la sección “3.2.5. Conjunto para la medición de la presión de admisión”. Para obtener el valor medido de los puntos de la señal, se debe multiplicar el valor de la primera celda de esta columna por el valor que está en columna (K) de la misma fila.

M) Columna: Valor vertical de cada punto de la señal en la pantalla del canal “CH4”, en el cual se conecta el conjunto descrito en la sección “3.2.4. Conjunto para la medición de la presión en la cámara de trabajo”.

N) Columna: La primera celda indica la escala en KPa de la adquisición del conjunto descrito en la sección “3.2.4. Conjunto para la medición de la presión en la cámara de trabajo”. Para obtener el valor medido de los puntos de la señal, se debe multiplicar el valor de la primera celda de esta columna por el valor que está en columna (M) de la misma fila.

O) Columna: Valor vertical de cada punto de la señal en la pantalla del canal “CH5”, en el cual se conecta el conjunto descrito en la sección “3.2.7. Conjunto para indicar posición de giro de los rotores y el eje”.

P) Columna: La primera celda indica la escala en Volts de la adquisición del conjunto descrito en la sección “3.2.7. Conjunto para indicar posición de giro de los rotores y el eje”. Para obtener el valor medido de los puntos de la señal, se debe multiplicar el valor de la primera celda de esta columna por el valor que está en columna (O) de la misma fila.

En caso de que posteriormente se vaya a adquirir otra señal, se le debe asignar el número de canal consecutivo a los seis que ya están, que están enumerados del 0 al 5. También se debe programar un subVI como el mostrado Figura 19; y adicionar en los arreglos, los títulos de las columnas y los vectores correspondientes a los nuevos canales.

3.2.2. Conjunto para la medición del par entregado por el Expansor

ESPECIFICACIONES OPERACIONALES

El par $M(t)$ entregado por el Expansor se obtiene de la multiplicación de la señal proveniente de una celda de carga Lebow modelo 3167, que resiste el dinamómetro al estar acoplado al Expansor (ver Figura 11 y Figura 23), por el brazo de calibración del dinamómetro, que en este caso es de 18" (45,7 cm).

La celda de carga es alimentada por circuito que regula el voltaje a 3V y su señal es acondicionada mediante un circuito basado en dos amplificadores operacionales (ver Figura 24 y Figura 25). La salida del circuito acondicionador se conecta al Canal 1 del conjunto explicado en la sección "3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos".



Figura 23. Celda de carga instalada en el dinamómetro

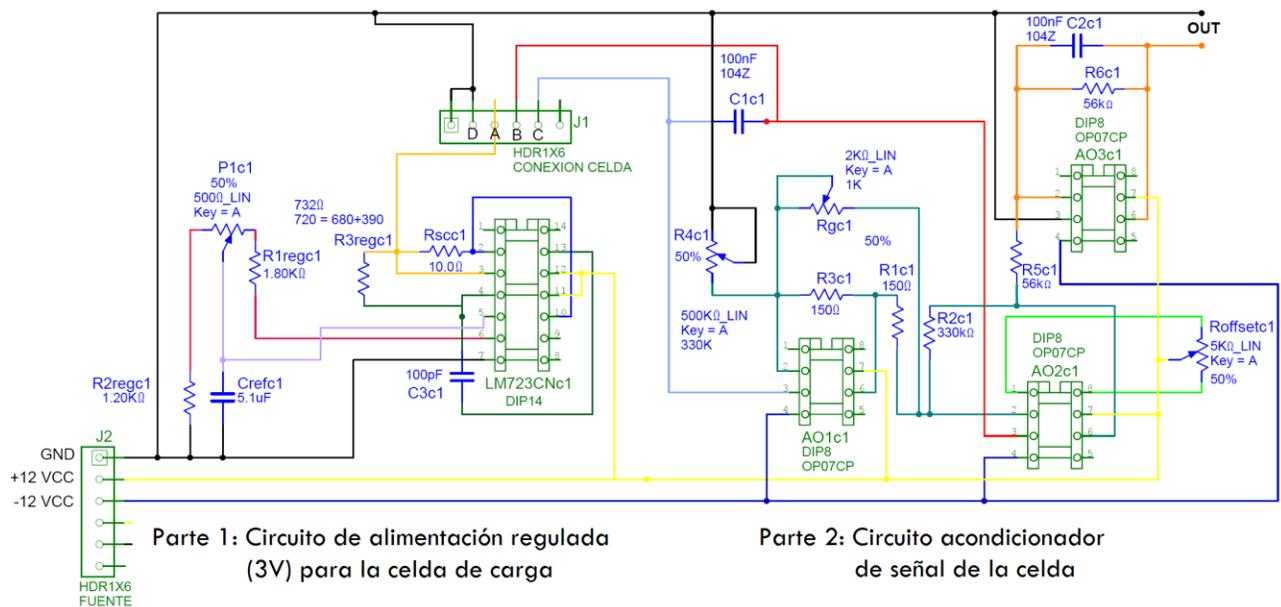


Figura 24. Circuito de alimentación y acondicionamiento de señal, celda de carga (esquema de conexión)

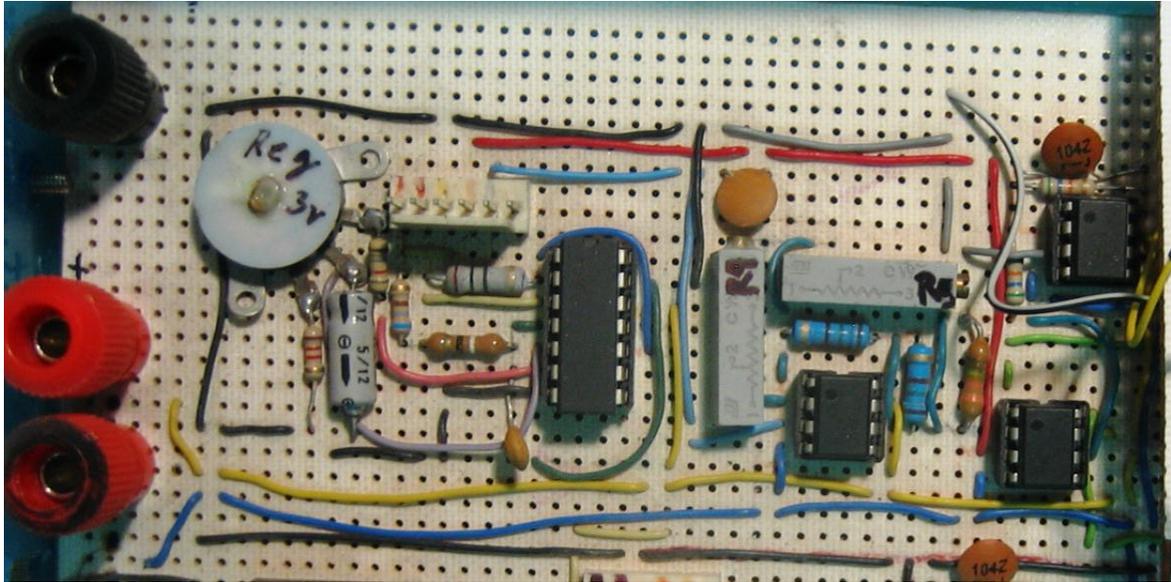


Figura 25. Circuito de alimentación y acondicionamiento de señal, celda de carga

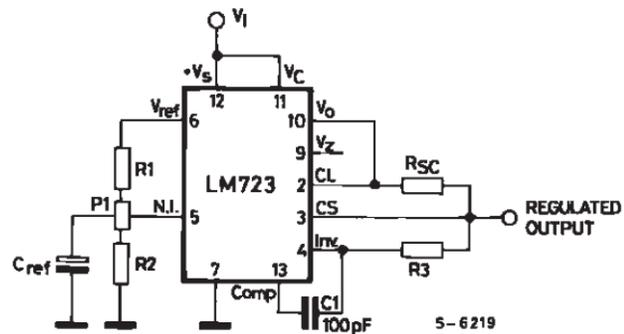
La primera parte del circuito mostrado en la Figura 24 (ver mitad izquierda), corresponde a la alimentación regulada de $3V \pm 10\%$ de la celda de carga. Para obtener una tensión continua estable, se utilizó el circuito propuesto en la hoja de datos del fabricante del regulador de voltaje LM723C (ver Figura 26).

Los valores de los componentes del circuito propuesto por el fabricante, para obtener voltaje de salida de $+3V \pm 10\%$ alimentando el circuito a 12V, son:

$$\begin{aligned} R_1 &= 1,8 \text{ K}\Omega \\ R_2 &= 1,2 \text{ K}\Omega \\ R_3 &= 0,72 \text{ K}\Omega \\ R_{SC} &= 10 \Omega \\ C_{ref} &= 5 \mu\text{F} \end{aligned}$$

La segunda parte del circuito mostrado en Figura 24 (ver mitad derecha), corresponde al acondicionamiento de señal, que inicialmente es una amplificación y finalmente es un filtrado.

En la amplificación, se utilizó el diseño de un amplificador de instrumentación basado en dos amplificadores operacionales [17](Pallás Areny 2003), mostrado en la Figura 27. La



Note; $R_3 = \frac{R_1 \times R_2}{R_1 + R_2}$ for minimum temperature drift.

R_3 may be eliminated for minimum component count.

Typical performance

| | |
|---|-------|
| Regulated Output Voltage..... | 5V |
| Line Regulation ($\Delta V_1 = 3V$)..... | 0.5mV |
| Load Regulation ($\Delta I_o = 50\text{mA}$)..... | 1.5mV |

Fuente: LM723C High precision voltage regulator. APPLICATION INFORMATION. Figure 13: Basic Low Voltage Regulator ($V_o = 2$ to 7V). Datasheet.

Figura 26. Circuito para alimentación regulada de 3V de la celda de carga

ganancia requerida se calculó de tal forma que para un par máximo aplicado de 202Nm, alimentando la celda a 3V regulados, el voltaje de salida fuera de 8V aproximadamente.

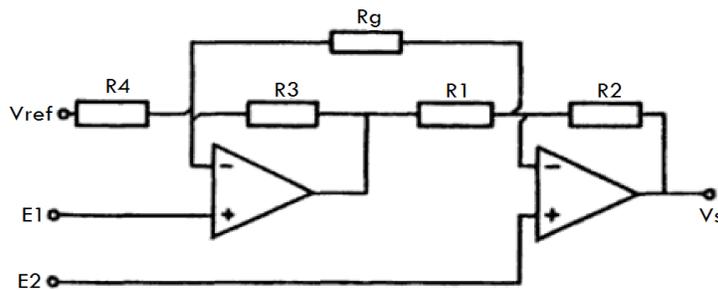


Figura 27. Amplificador de Instrumentación para la señal de la celda de carga

Fuente: Pallás Areny, Ramón. *Sensores y Acondicionadores de Señal. 4ta. Barcelona: Marcombo Boixareu Editores, 2003. p. 142.*

De acuerdo a Pallás Areny, los valores de los componentes se calculan cumpliendo las siguientes relaciones:

- El voltaje de salida es:

$$[XV] V_S = E_d \left(1 + k + \frac{R_2 + R_4}{R_g} \right)$$

Donde:

$$[XVI] E_d = E_2 - E_1$$

$$[XVII] k = \frac{R_4}{R_3} = \frac{R_2}{R_1}$$

- Los componentes deben cumplir la relación:

$$[XVIII] V_{\text{saturación}} > \left(|E_c| + \left| \frac{E_d}{2} \right| \right) \cdot \left(1 + \frac{R_3}{R_4} \right)$$

Donde:

$$[XIX] E_c = \frac{E_1 + E_2}{2}$$

Por recomendación del fabricante de los amplificadores operacionales utilizados (OP07CP precision operational amplifiers de Texas Instruments), el voltaje de saturación de los amplificadores es el 80% del voltaje de alimentación (12V), que equivale a $V_{\text{saturación}} = 9.6V$.

Alimentando la celda de carga a 3V, se midió E1 y E2; y utilizando las expresiones [XVI] y [XIX], se obtuvo $E_d = 2.36mV$ y $E_c = 1.48V$.

Con los valores obtenidos de E_d y E_c ; y de cumpliendo con las expresiones [XV], [XVII] y [XVIII]; los componentes del circuito se escogieron con los siguientes valores:

$$R_1 = R_3 = 150\Omega$$

$$R_2 = 330K\Omega$$

$$R_4 = \text{Variable } 0-500K\Omega$$

$$R_g = \text{Variable } 0-2K\Omega$$

En el filtrado, se utilizó un filtro “pasa-bajas” basado en un solo amplificador operacional mostrado en la Figura 28.

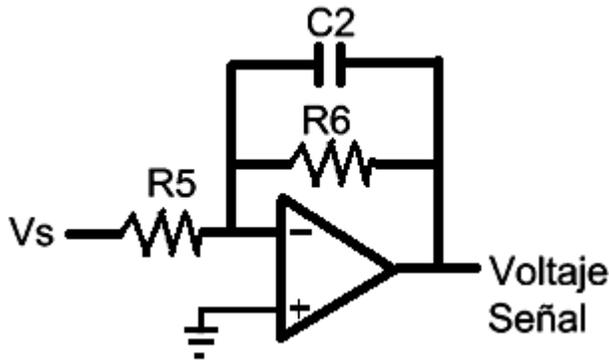


Figura 28. Filtro pasa-bajas para la señal de la celda de carga

Fuente: Ing. Alejandro Flores Ordeñana, «Electrónica Industrial, Apuntes de Clase.» Posgrado en Ingeniería, UNAM, Septiembre de 2010.

El filtro fue calculado con la siguiente relación:

$$[XX] F_{\text{corte}} = \frac{1}{2\pi R_6 C_2} = 28\text{Hz}$$

Los componentes se escogieron con los siguientes valores:

$$R_5 = 56\text{K}\Omega$$

$$R_6 = 56\text{K}\Omega$$

$$C_2 = 100\text{ nF}$$

La frecuencia de corte se escogió de 28Hz porque en pruebas preliminares suministrando aire a 300 Psi, la velocidad del Expansor no superaba las 1200 RPM. Por lo tanto, se dejó un intervalo de operación del filtro con velocidad máxima de 1600 RPM (26 Hz), pero donde se pueda filtrar la interferencia electromagnética de aproximadamente 60Hz que se presenta en el sitio donde se ubicó la Instalación de Prueba.

CALIBRACIÓN

El comportamiento de la celda de carga se evaluó a compresión y tensión (ver Figura 29) cinco veces, utilizando el circuito acondicionador de señal conectado al Canal 1 del conjunto explicado en la sección “3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos”.

Debido a que el voltaje entregado por la celda de carga sometida a tensión era menor que el voltaje entregado a compresión, se decidió realizar la calibración en compresión.

La calibración y la desviación en la medición se hicieron en un intervalo de 0Nm a 200Nm. Los valores de los puntos de calibración se aproximaron a la relación lineal:

$$[XXI] Y(V) = -0,0431X(Nm) \text{ con un índice de correlación } R^2 = 0,9994$$

Siendo X el par aplicado en Nm.

La gráfica de los puntos y la aproximación lineal de la calibración del conjunto de medición de par (expresión [XXI]) se muestra en la Figura 29.

Con otras dos pruebas se obtuvo el error entregado por el conjunto de medición de par. Este error es la diferencia entre el par aplicado con respecto al par medido por el conjunto. Como se puede observar en la Figura 30, el valor de los puntos de error va aumentando a medida que aumenta el par aplicado, por lo que se aproximó con la relación:

[XXII] $\xi_{(Nm)} = \pm(0,0158X_{(Nm)} + 0,3)$
 Siendo X el par aplicado en Nm.

La gráfica de los puntos medidos y la aproximación lineal del error (expresión [XXII]), en compresión de la celda, se muestra en la Figura 30.

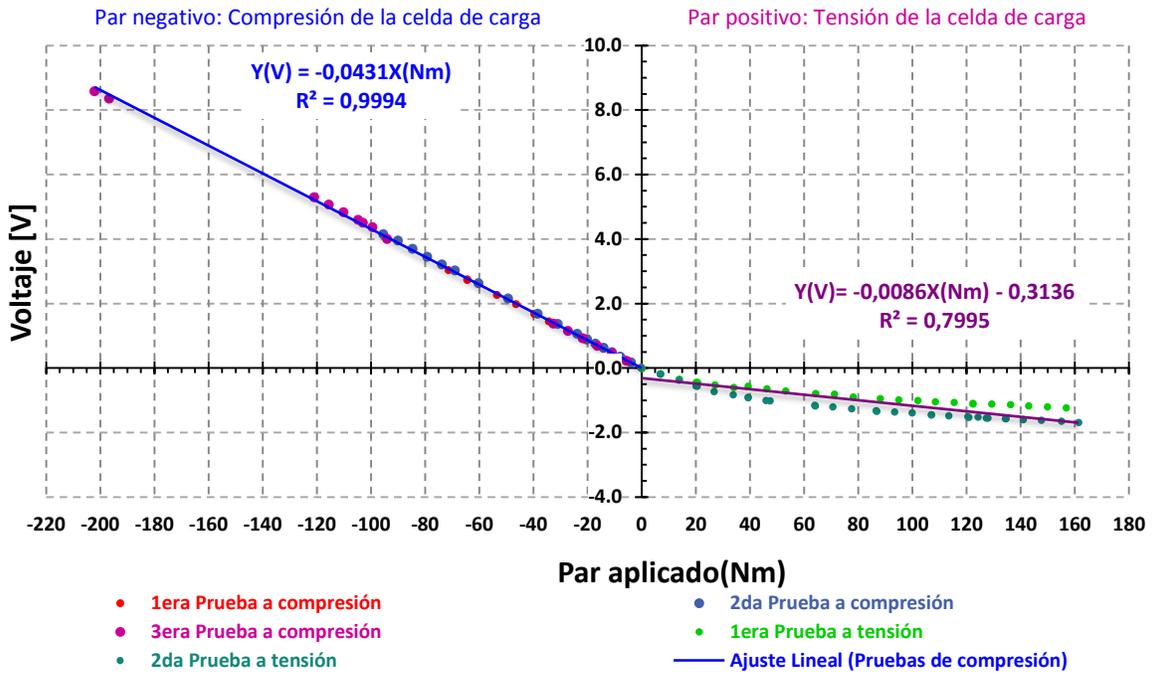


Figura 29. Calibración del transductor de par

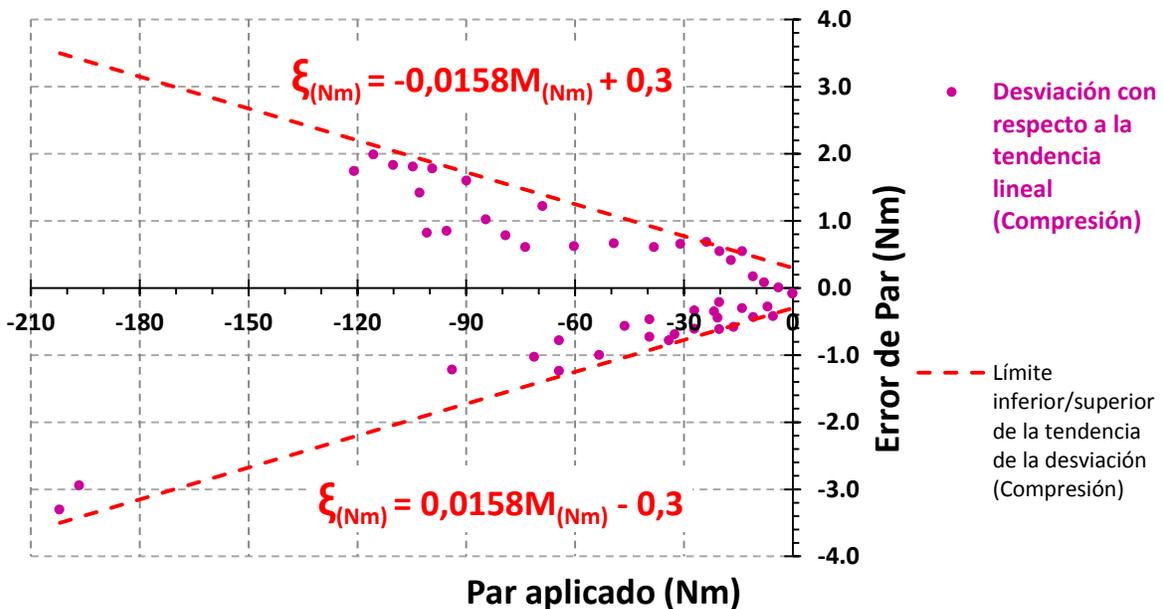


Figura 30. Error en la medición del par

3.2.3. Conjunto para la medición de la velocidad de giro

ESPECIFICACIONES OPERACIONALES

La velocidad de giro de los rotores del Expansor $\omega(t)$, que es la misma a la que gira el eje salida, se mide acoplado un transductor de velocidad de giro a uno de los rodamientos de los rotores del Expansor (ver Figura 31).

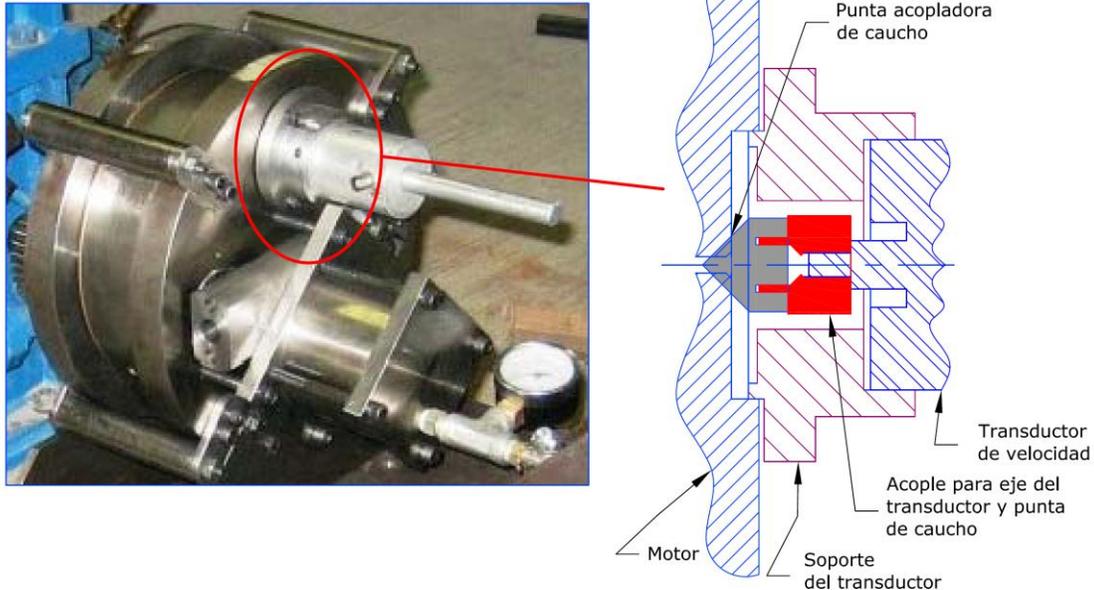


Figura 31. Transductor de velocidad acoplado al Expansor

La señal es un voltaje directo que no requirió un circuito de acondicionamiento, por lo que el transductor se conecta directamente al Canal 2 del conjunto explicado en la sección “3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos”.

Para facilitar la comprensión de la magnitud de la señal de velocidad de giro que se registra en la adquisición, la ventana en la que se visualiza la señal está indicada en revoluciones por minuto; sin embargo, los datos se guardan en radianes por segundo para facilitar el procesamiento.

CALIBRACIÓN

La calibración se realizó acoplado el transductor a la copa de un torno, subiendo y bajando la velocidad en tres ciclos. Se utilizó como patrón un tacómetro óptico suministrado por el IINGEN UNAM².

El intervalo de la calibración y la desviación fue de 0 RPM a 850 RPM. Los valores de los puntos de calibración se aproximaron a la relación lineal:

$$[\text{XXIII}] Y(V) = 0,0008X_{(\text{RPM})} - 0,0006$$

² Laboratorio de Doble Altura y Taller de Electromecánica del Edificio 12 del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México

Índice de correlación $R^2 = 0,9995$
 X la velocidad de giro aplicada en RPM.

La gráfica de los puntos y la aproximación lineal de la calibración del conjunto de medición de par (expresión [XXIII]) se muestra en la Figura 32.

Con otras tres pruebas se obtuvo el error entregado por el conjunto de medición de velocidad de giro. Este error es la diferencia entre la velocidad aplicada con respecto a la velocidad medida por el conjunto. Como se puede observar en la Figura 33, el valor de los puntos de error va aumentando a medida que aumenta la velocidad aplicada, por lo que se tomó el porcentaje de error de rango más alto (3.72%) como el error de medición del conjunto:

$$[XXIV] \xi_{N(RPM)} = 0,0372 \cdot N_{(RPM)}$$

Siendo N la velocidad de giro aplicada en RPM.

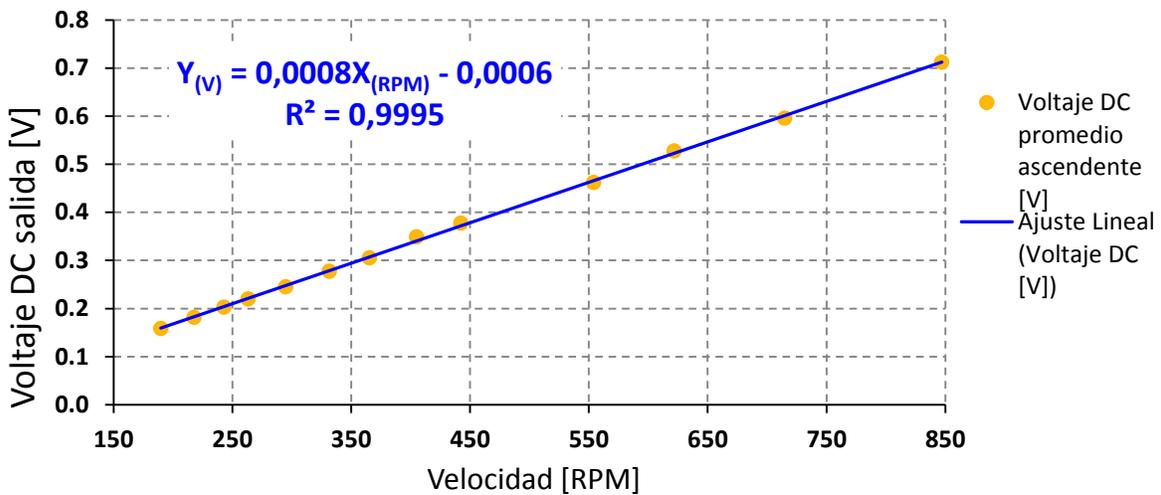


Figura 32. Calibración del transductor de velocidad de giro

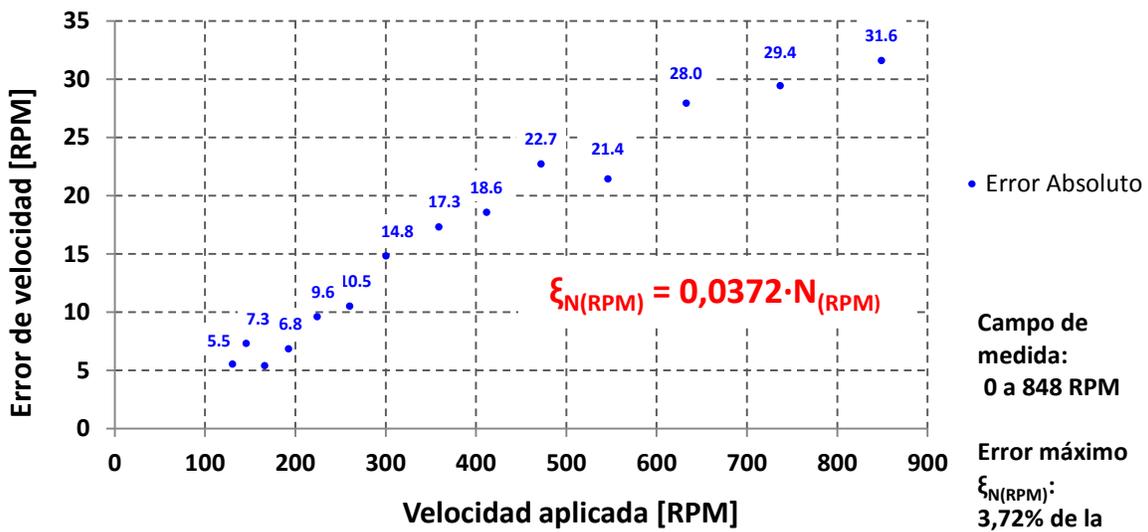


Figura 33. Prueba de calibración del transductor de velocidad de giro

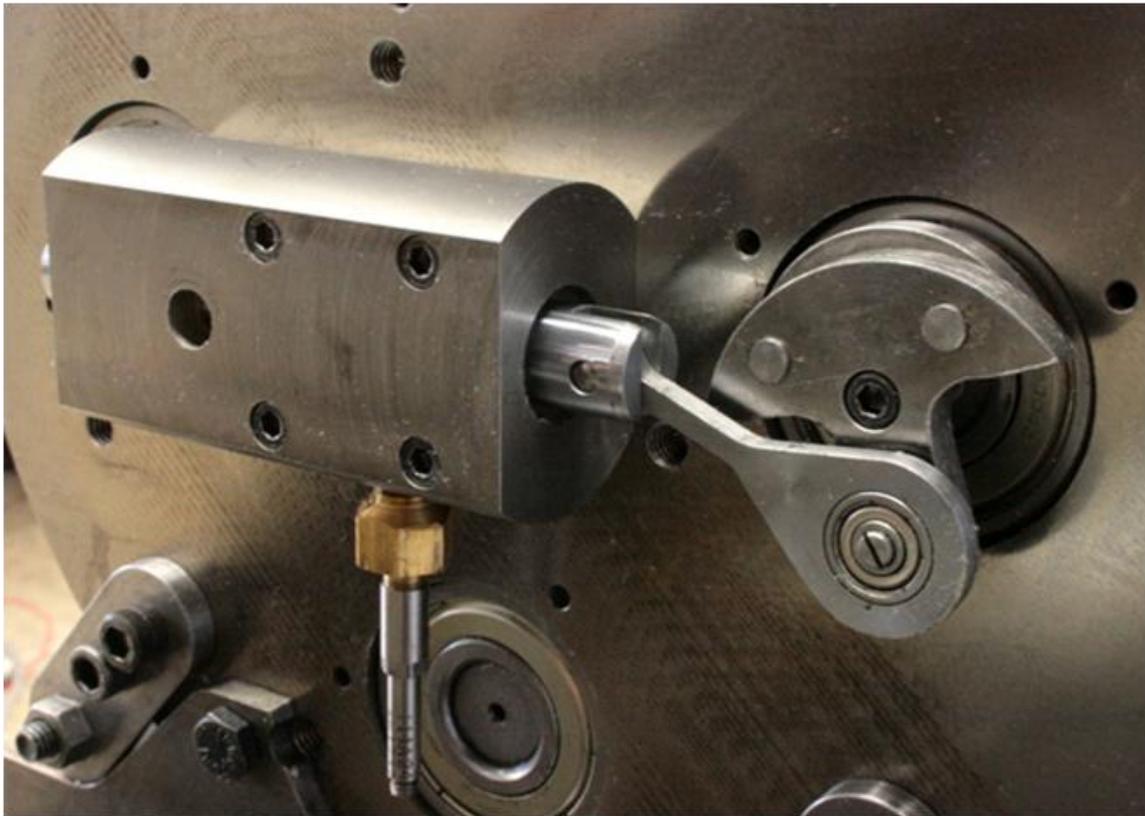
3.2.4. Conjunto para la medición de la presión en la cámara de trabajo

ESPECIFICACIONES OPERACIONALES

La presión en la cámara de trabajo $p_c(t)$ se mide conectando un transductor de presión en la parte inferior del cuerpo de la válvula, a 90° del puerto de admisión a la cámara (ver Figura 34). El transductor es de tipo piezoeléctrico marca PCB modelo 111A24; y el dispositivo de alimentación y acondicionamiento de señal del transductor es de la misma marca, PCB modelo 480a (ver Figura 35).

El transductor se conecta al dispositivo de alimentación, y este a su vez se conecta al Canal 4 del conjunto explicado en la sección “3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos”.

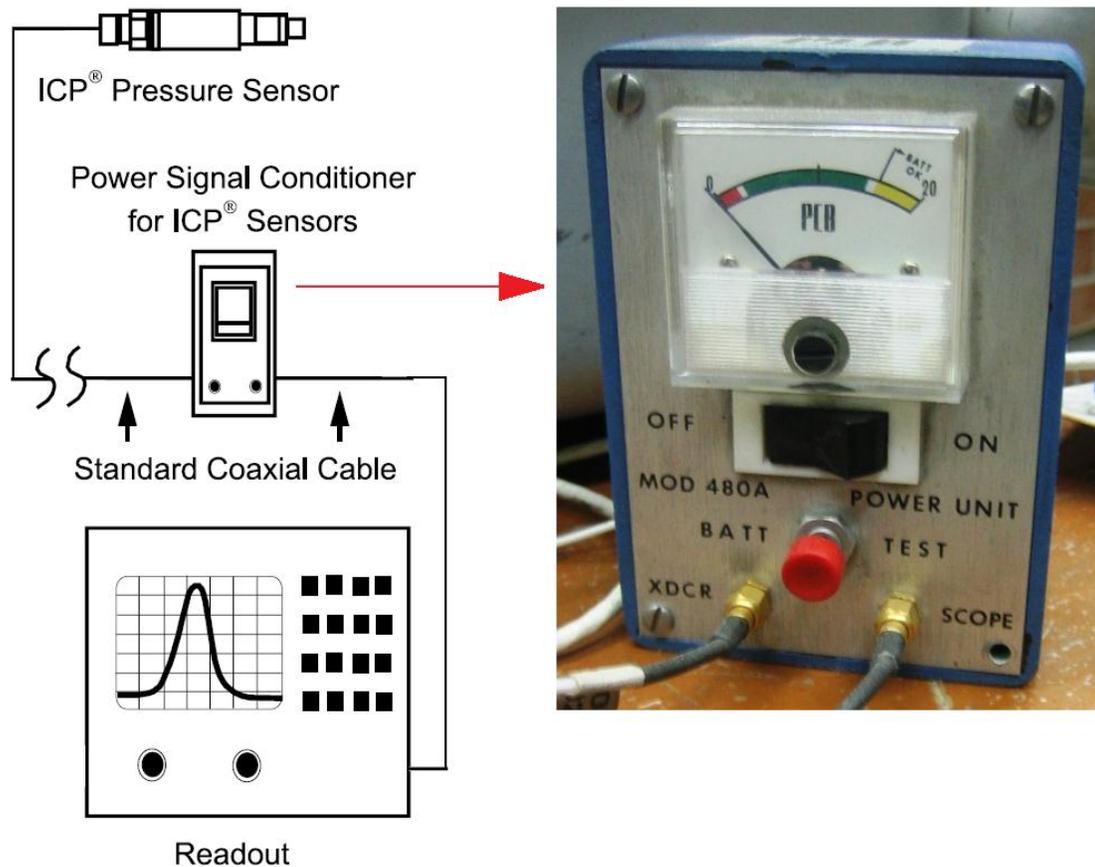
Para facilitar la comprensión de la magnitud de la señal de presión que se registra en la adquisición, la ventana en la que se visualiza la señal está indicada en Psi; sin embargo, los datos se guardan en KPa para facilitar el procesamiento.



Fuente: Alejandro, G. C. (2010). Tesis de doctorado: Investigación teórica experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo. México D.F.: Facultad de Ingeniería, UNAM.

Figura 34. Ubicación del transductor de presión en la cámara de trabajo

Typical ICP® Sensor System



Fuente: PFS DIVISION: PRESSURE CATALOG. Piezoelectric sensors for dynamic pressure measurement, Page V, Figure A: Typical ICP® Sensor System.

Figura 35. Conjunto de transductor y acondicionador de señal para medir la presión en la cámara de trabajo

CALIBRACIÓN

La calibración del transductor se realizó utilizando un probador de pesos muertos hidráulico suministrado por el IINGEN UNAM³. Se pusieron pesos en forma ascendente para registrar cambios de presión positivos; y en forma descendente para registrar cambios de presión negativos. El proceso se realizó en tres ciclos.

El intervalo de la calibración y la desviación fue de 70 KPa a 5500 KPa. Los valores de los puntos de calibración se aproximaron a la relación lineal:

$$[XXV] Y(V) = 0,0007X(KPa), \text{ con un índice de correlación } R^2 = 0,988$$

Siendo X la presión aplicada en KPa.

³ Laboratorio de Doble Altura y Taller de Electromecánica del Edificio 12 del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México

La gráfica de los puntos y la aproximación lineal de la calibración del conjunto de medición de par (expresión [XXV]) se muestra en la Figura 36.

Con otras tres pruebas se obtuvo el error entregado por el conjunto de medición de presión en la cámara. Este error es la diferencia entre la presión aplicada con respecto a la presión medida por el conjunto. Como se puede observar en la Figura 37, el valor de los puntos de error esta alrededor de ± 20 KPa con respecto a la presión aplicada, por lo que se consideró fijar el error con un 10% adicional quedando en $\xi_{p(\text{KPa})} = \pm 22$.

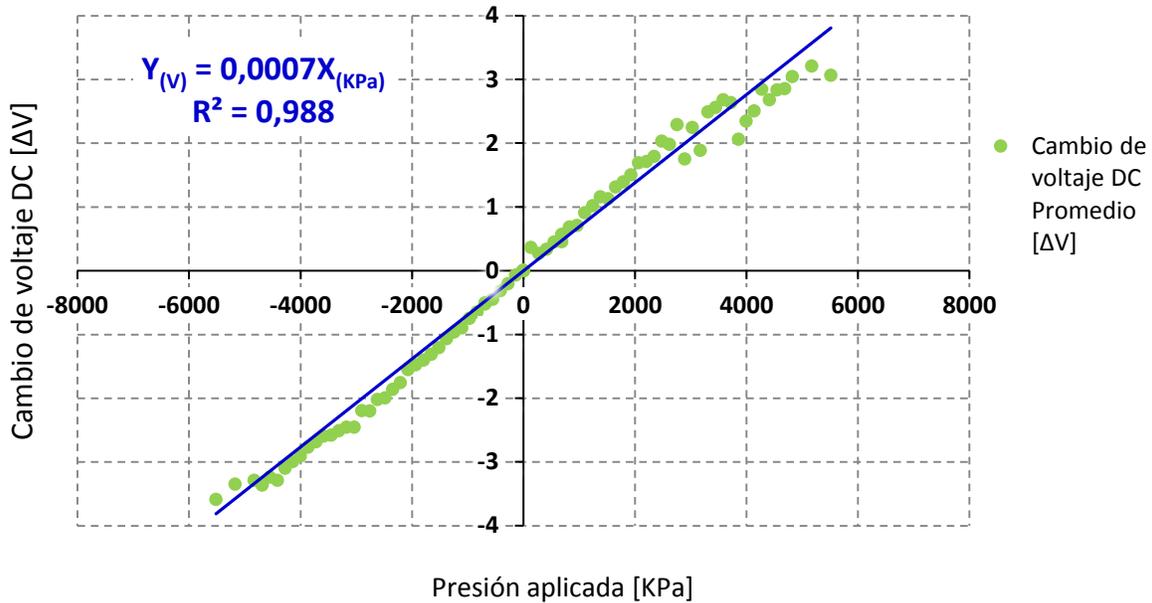


Figura 36. Calibración del transductor de presión en la cámara de trabajo

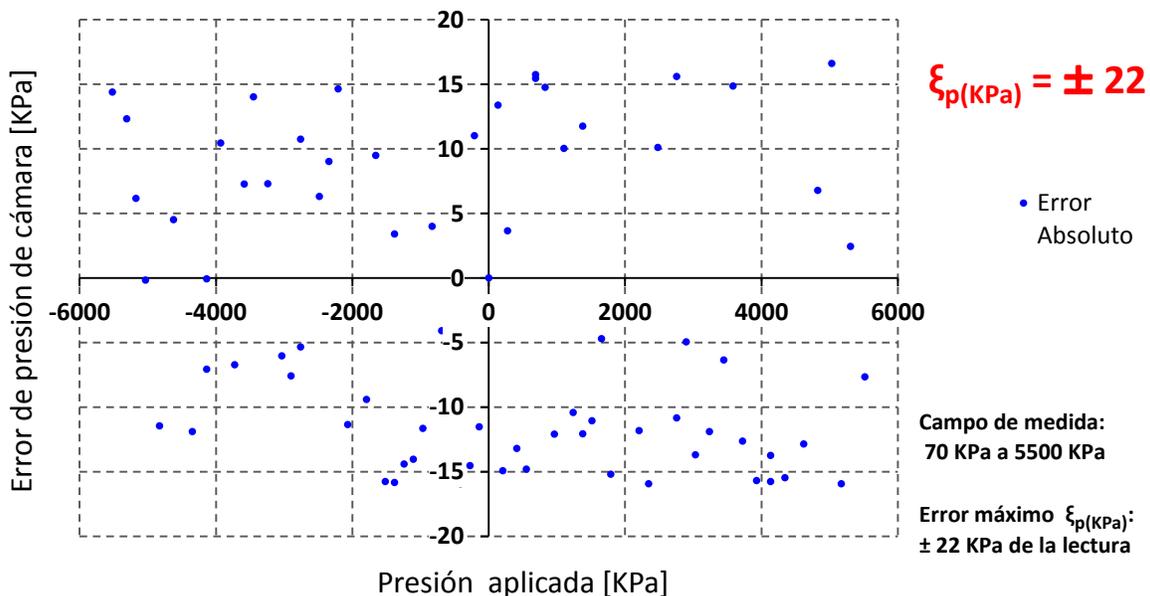


Figura 37. Prueba de calibración del transductor de presión en la cámara de trabajo

3.2.5. Conjunto para la medición de la presión de admisión

ESPECIFICACIONES OPERACIONALES

La presión en la admisión $p_a(t)$ es la presión del aire suministrado en la precámara que antecede a la válvula de admisión (ver Figura 38). Se midió con un transductor de presión marca Gould Statham Modelo Serno 34161 PA822-1M (ver Figura 39).

El transductor es alimentado por circuito que regula el voltaje a 10V y su señal es acondicionada mediante un circuito basado en dos amplificadores operacionales (ver Figura 40 y Figura 41). La salida del circuito acondicionador se conecta al Canal 3 del conjunto explicado en la sección “3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos”.

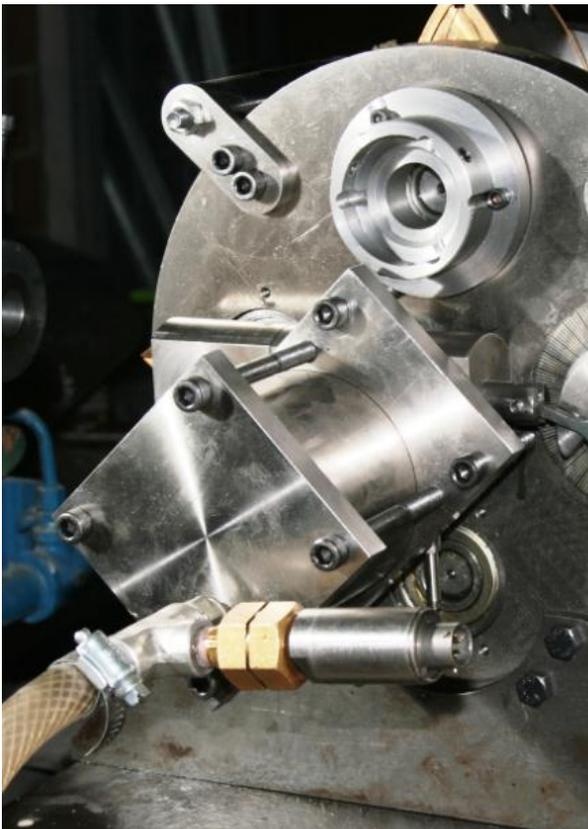
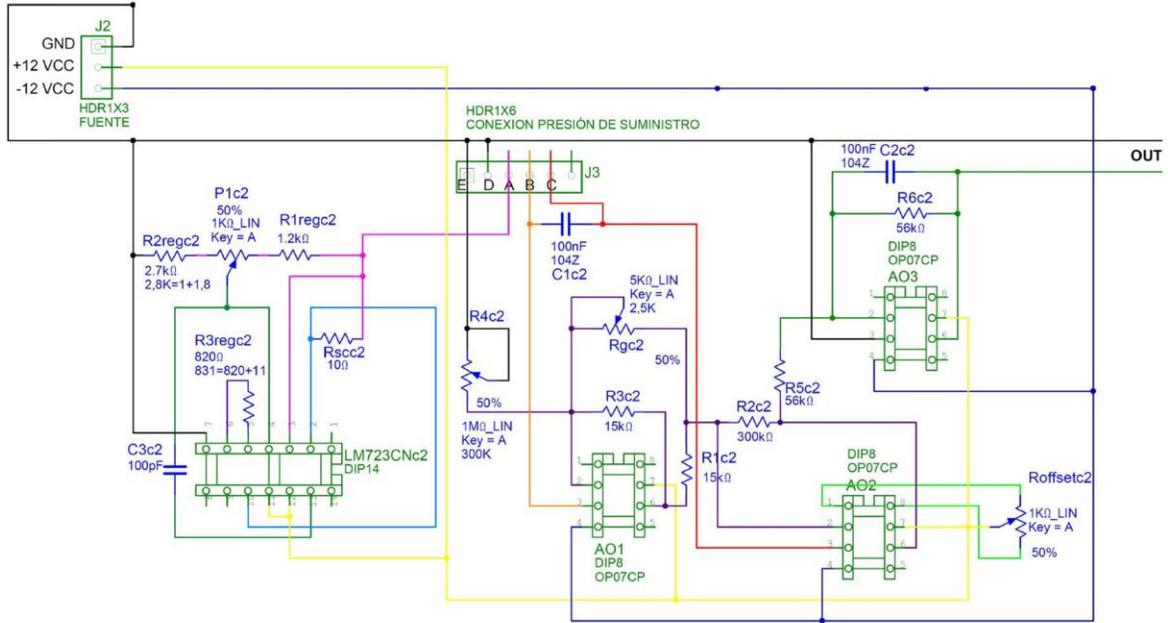


Figura 38. Conexión del transductor de presión de admisión



Figura 39. Transductor de presión de admisión del Expansor



Parte 1: Circuito de alimentación regulada a 10V

Parte 2: Circuito acondicionador de señal

Figura 40. Circuito acondicionador de señal para el transductor de presión de suministro (esquema de conexión)

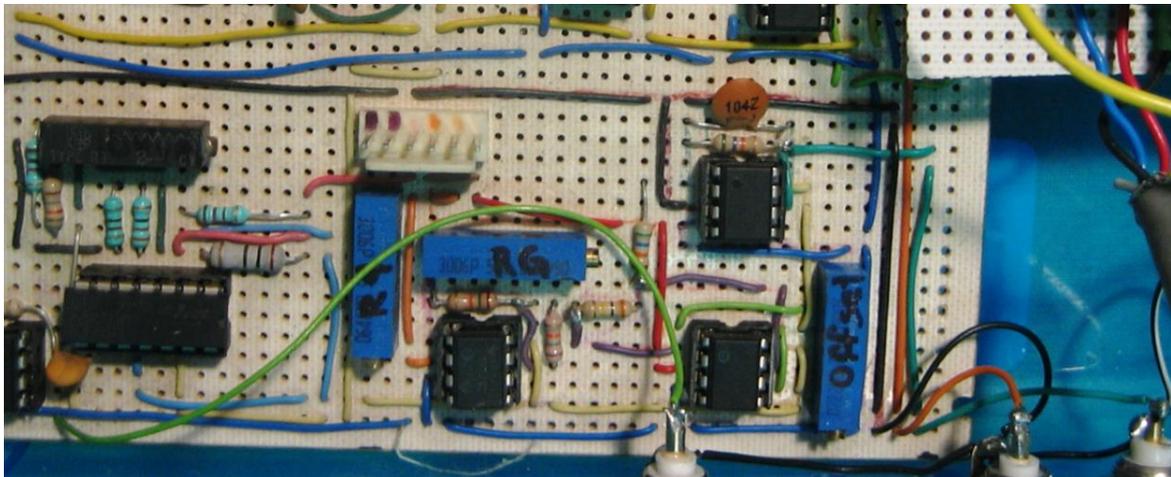


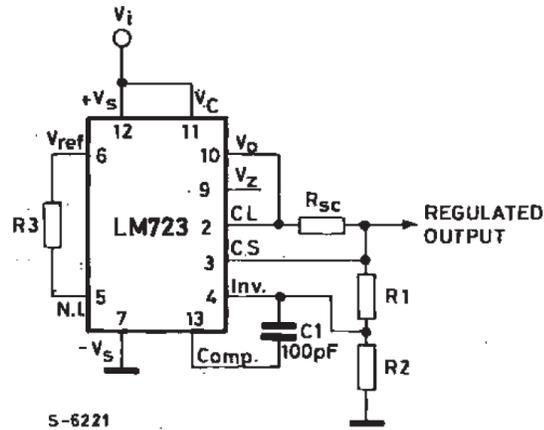
Figura 41. Circuito acondicionador de señal para el transductor de presión de suministro

La primera parte del circuito mostrado en la Figura 40 (ver mitad izquierda), corresponde a la alimentación regulada de $10V \pm 10\%$ del transductor de presión.

Para obtener una tensión continua estable, se utilizó el mismo regulador de voltaje de la celda de carga, el LM723C (ver Figura 42).

Los valores de los componentes del circuito propuesto por el fabricante, para obtener voltaje de salida de $+10V \pm 10\%$ alimentando el circuito a 12V, son:

$$\begin{aligned} R_1 &= 1,2 \text{ K}\Omega \\ R_2 &= 2,8 \text{ K}\Omega \\ R_3 &= 831 \Omega \\ R_{SC} &= 10 \Omega \\ C_1 &= 100 \text{ pF} \end{aligned}$$



Note; $R_3 = \frac{R_1 \times R_2}{R_1 + R_2}$ for minimum temperature drift.

R3 may be eliminated for minimum component count.

Typical performance

Regulated Output Voltage..... 15V
Line Regulation ($\Delta V_i = 3V$)..... 1.5mV
Load Regulation ($\Delta I_o = 50mA$)..... 4.5mV

Fuente: LM723C High precision voltage regulator. APPLICATION INFORMATION. Figure 14 : Basic High Voltage Regulator ($V_o = 7$ to $37V$). Datasheet.

Figura 42. Circuito para alimentación regulada de 10V el transductor de presión de admisión

La segunda parte del circuito mostrado en Figura 40 (ver mitad derecha), corresponde al acondicionamiento de señal, que inicialmente es una amplificación y finalmente es un filtrado.

En la amplificación, se utilizó el mismo diseño de amplificador de instrumentación basado en dos amplificadores operacionales [17](Pallás Areny 2003), que se usó para acondicionar la señal de la celda de carga (ver Figura 27). La ganancia requerida se calculó de tal forma que para una presión máxima aplicada de 895Psi, alimentando el transductor a 10V regulados, el voltaje de salida fuera de 8V aproximadamente.

Alimentando el transductor de presión a 10V, se midió E1 y E2; y utilizando las expresiones [XVI] y [XIX], se obtuvo $E_d = 31.2mV$ y $E_c = 5.1V$. Como se utilizaron los mismos amplificadores operacionales usados para el circuito acondicionador de la celda de carga (OP07CP precision operational amplifiers de Texas Instruments), el voltaje de saturación se calculó como $V_{saturación} = 9.6V$.

Con los valores obtenidos de E_d y E_c ; y de cumpliendo con las expresiones [XV], [XVII] y [XVIII]; los componentes del circuito se escogieron con los siguientes valores:

$$\begin{aligned} R_1 &= R_3 = 15K\Omega \\ R_2 &= 300K\Omega \\ R_4 &= \text{Variable } 0-1M\Omega \\ R_g &= \text{Variable } 0-5K\Omega \end{aligned}$$

En el filtrado, se utilizó el mismo filtro “pasa-bajas” basado en un solo amplificador operacional utilizado en el circuito acondicionador de la celda de carga (ver Figura 28). Al igual que el filtro del circuito de la celda de carga, la frecuencia de corte se escogió de 28Hz y los componentes tienen los mismos valores: $R_5=R_6=56K\Omega$ y $C_2=100\text{ nF}$.

CALIBRACIÓN

La calibración del transductor se realizó aumentando disminuyendo presión tres veces, utilizando un probador de pesos muertos hidráulico suministrado por el IINGEN UNAM⁴; y el circuito acondicionador de señal conectado al Canal 3 del conjunto explicado en la sección “3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos”.

La calibración y la desviación en la medición se hicieron en un intervalo de 379 KPa a 5757 Kpa. Los valores de los puntos de calibración se aproximaron a la relación lineal:

$$\begin{aligned} \text{[XXVI]} \quad Y(\text{V}) &= 0,0014X(\text{Kpa}) + 0,1221, \\ \text{Índice de correlación } R^2 &= 0,9985 \\ X &\text{ la presión aplicada en Kpa.} \end{aligned}$$

La gráfica de los puntos y la aproximación lineal de la calibración del conjunto de medición de la presión de admisión (expresión [XXVI]) se muestra en la Figura 43.

Con otras dos pruebas se obtuvo el error entregado por el conjunto de medición de la presión de admisión. Este error es la diferencia entre la presión aplicada con respecto a la presión medida por el conjunto. Como se puede observar en la Figura 44, el valor de los puntos de error esta alrededor de $\pm 15\text{ KPa}$ con respecto a la presión aplicada, por lo que se consideró fijar el error con un 10% adicional quedando en $\xi_p(\text{KPa}) = \pm 17$.

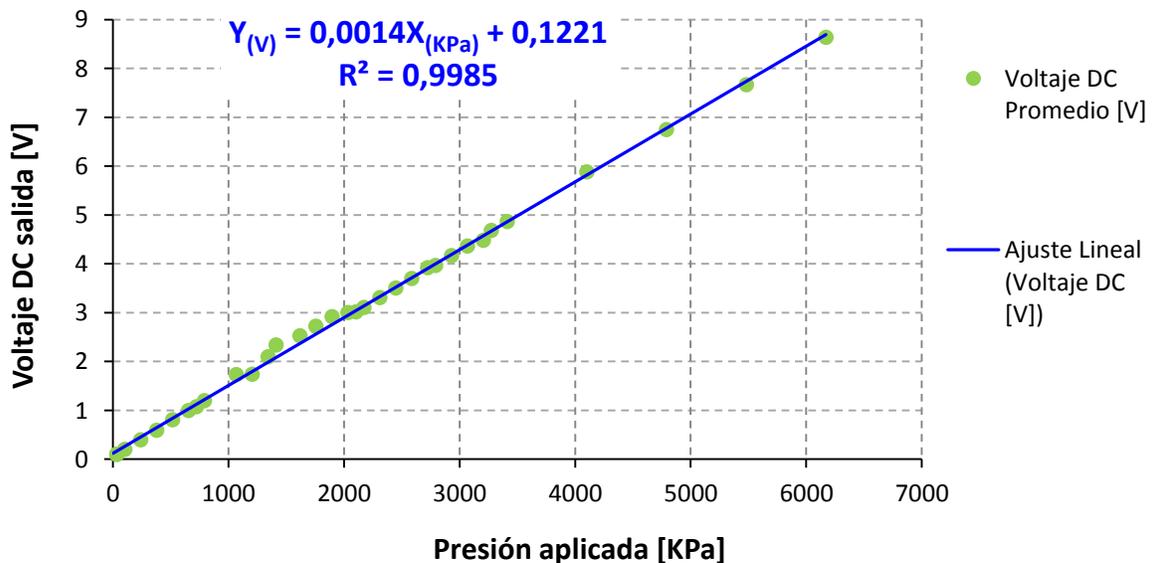


Figura 43. Calibración del transductor de presión de admisión

⁴ Laboratorio de Doble Altura y Taller de Electromecánica del Edificio 12 del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México

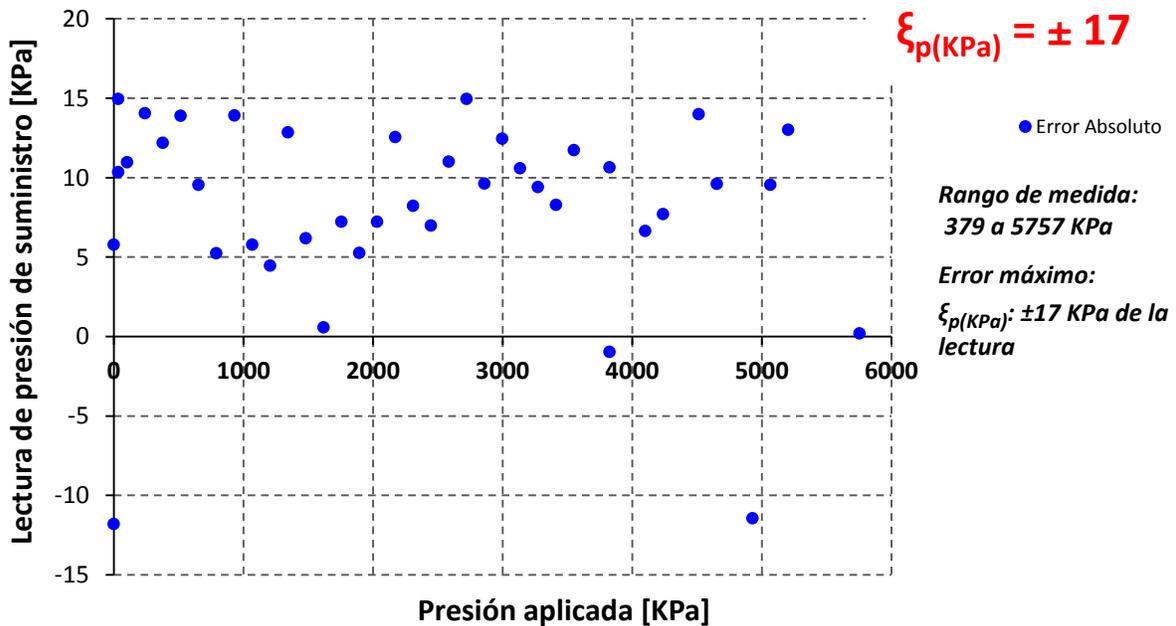


Figura 44. Prueba de calibración del transductor de presión de admisión

3.2.6. Conjunto para la medición del consumo en el suministro de aire

ESPECIFICACIONES OPERACIONALES

El consumo actual de aire Q_A (m^3/s) se mide utilizando un fluxómetro de turbina marca Flow Technologies FT-16NEXA-GEA-2, cuya señal es una señal sinusoidal de frecuencia variable que depende de la velocidad de giro de la turbina. El transductor está conectado de tal forma que este separado a 60cm de tubería recta del suministro y a 60cm de tubería recta de la conexión al Expansor, para evitar el efecto que la turbulencia del aire pueda presentar por codos o conexiones (ver Figura 45).



Figura 45. Conexión del Transductor de flujo de suministro

La señal entregada por el transductor es un voltaje directo oscilatorio que no requirió un circuito de acondicionamiento, por lo que el transductor se conecta directamente al Canal 0 del conjunto explicado en la sección “3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos”.

Para facilitar la comprensión de la magnitud de la señal de consumo que se registra en la adquisición, la ventana en la que se visualiza la señal (ver Figura 46) está indicada en voltios; y simultáneamente se mide la frecuencia de la señal y se visualiza la equivalencia en Litros por minuto. Sin embargo, para tener una segunda referencia de la medición del consumo, a la escala en voltios se le dio una equivalencia en L/s.

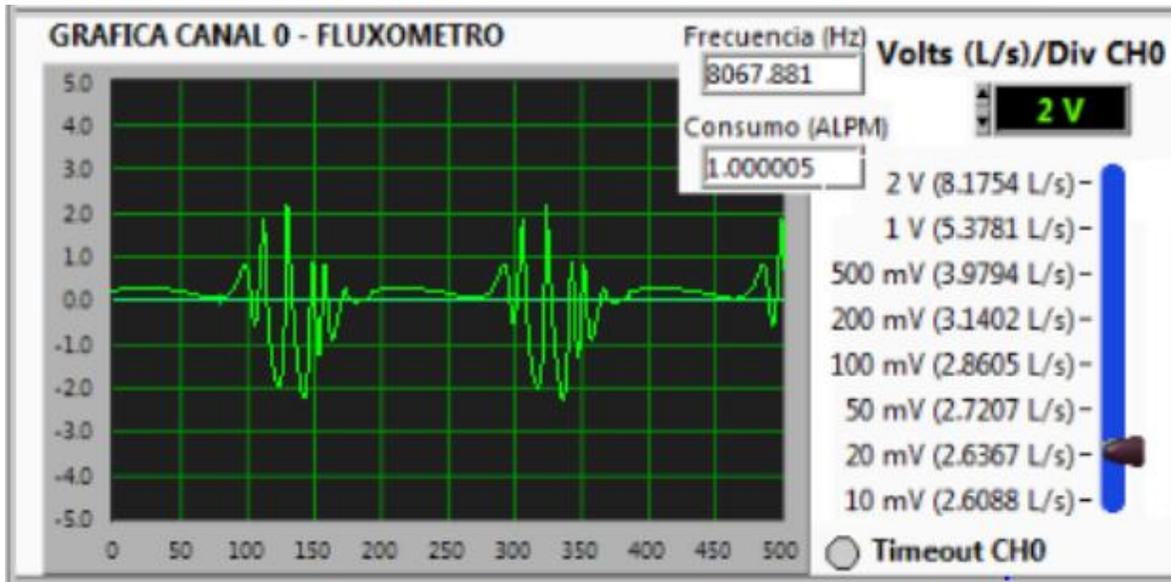


Figura 46. Ventana donde se visualiza la señal del fluxómetro

CALIBRACIÓN

La calibración se realizó acoplado el transductor a un anemómetro proporcionado por el IINGEN UNAM⁵, el cual se utilizó como patrón de la velocidad del aire.

Inicialmente se realizó una prueba del comportamiento del fluxómetro (en frecuencia y voltaje) a diferentes velocidades de suministro de aire, para identificar el intervalo de linealidad del fluxómetro. El resultado se muestra en la Figura 47.

⁵ Laboratorio de Doble Altura y Taller de Electromecánica del Edificio 12 del Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México

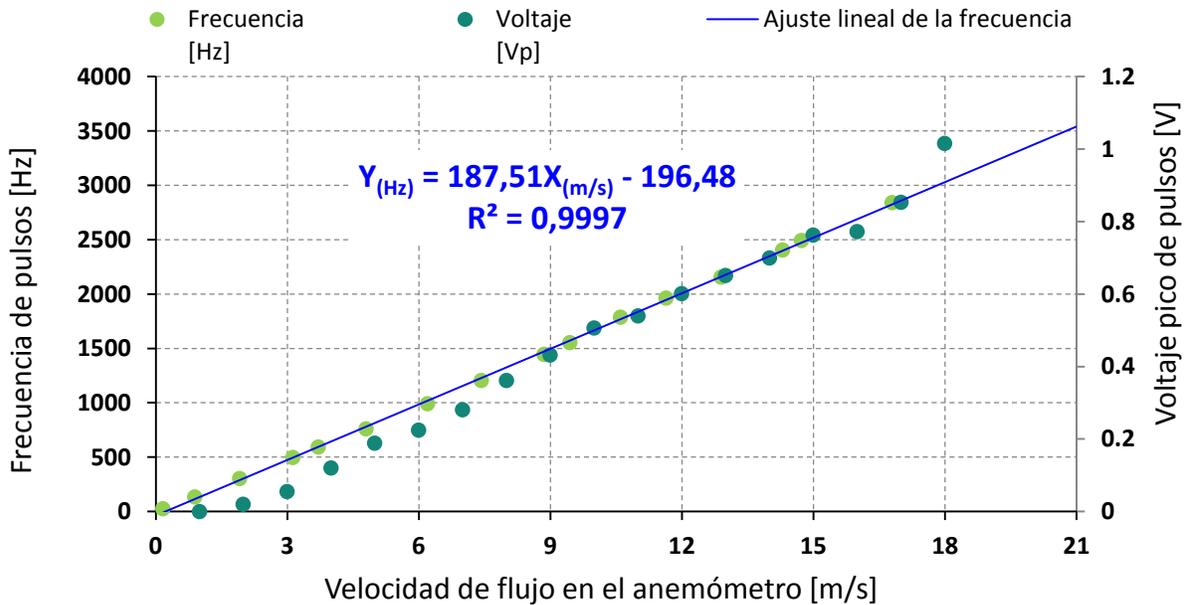


Figura 47. Comportamiento del fluxómetro Flow Technologies FT-16NEXA-GEA-2 a diferentes velocidades de flujo

Al verificar que el fluxómetro es lineal en frecuencia y voltaje con respecto a la velocidad del aire (ver Figura 47), se continúa con el procedimiento mostrado en la Tabla 8.

Tabla 8. Procedimiento para medir el consumo con el fluxómetro

| PROCEDIMIENTO | FORMULAS |
|--|--|
| 1- Medir la frecuencia (Hz) 2- Calcular el flujo de aire a condiciones normales Q_S [m^3/s] utilizando el factor K del fluxómetro: El factor K es un valor que da el fabricante del instrumento, y esta dado en pulsos por unidad de volumen que genera el fluxómetro con aire a condiciones estándar. En el caso particular del medidor utilizado en la instalación, K es de 85 P/L (pulsos por litro). 3- Convertir Q_S en Q_A [m^3/s]: Q_A es el flujo de aire que está ocurriendo a las condiciones de presión y temperatura requeridas. | <div style="margin-bottom: 10px;"> [XXVII] $Q_S = \frac{(Hz) \cdot 10^{-3}}{K}$ </div> <div style="margin-bottom: 10px;"> [XXVIII] $Q_A = Q_S \cdot \frac{p_n}{p_p} \cdot \frac{T_p}{T_n}$ </div> <p> p_n: Presión estándar según el fabricante 101,7 KPa. T_n: Temperatura estándar según el fabricante 288,15°K. </p> <p>Condiciones de prueba</p> <p> p_p: Presión de descarga promedio, 78 KPa T_p: Temperatura promedio 293 °K (19,9°C). </p> |

La relación obtenida, de acuerdo al procedimiento de la Tabla 8 y por las expresiones [XXVII] y [XXVIII] es:

$$[XXIX] \quad Q_A \left(\frac{m^3}{s} \right) = 1,56 \times 10^{-5} \cdot f_{(Hz)}$$

Siendo f la frecuencia en Hz de la señal entregada por el fluxómetro.

La relación anterior determina la lectura que realiza el conjunto de medición del consumo en el suministro. Con otras dos pruebas se obtuvo el error entregado por el conjunto, que es la diferencia entre el volumen de aire calculado con la lectura del anemómetro y el volumen medido por el conjunto. Como se puede observar en la Figura 48, el valor de los puntos de error va aumentando a medida que aumenta el flujo de aire, por lo que se aproximó con la relación:

$$[XXX] \quad \xi_{Q(m^3/s)} = \pm 0,0313 \cdot Q(m^3/s)$$

Siendo Q en consumo en m^3/s

La gráfica de los puntos medidos y la aproximación lineal del error (expresión [XXX]), en compresión de la celda, se muestra en la Figura 48.

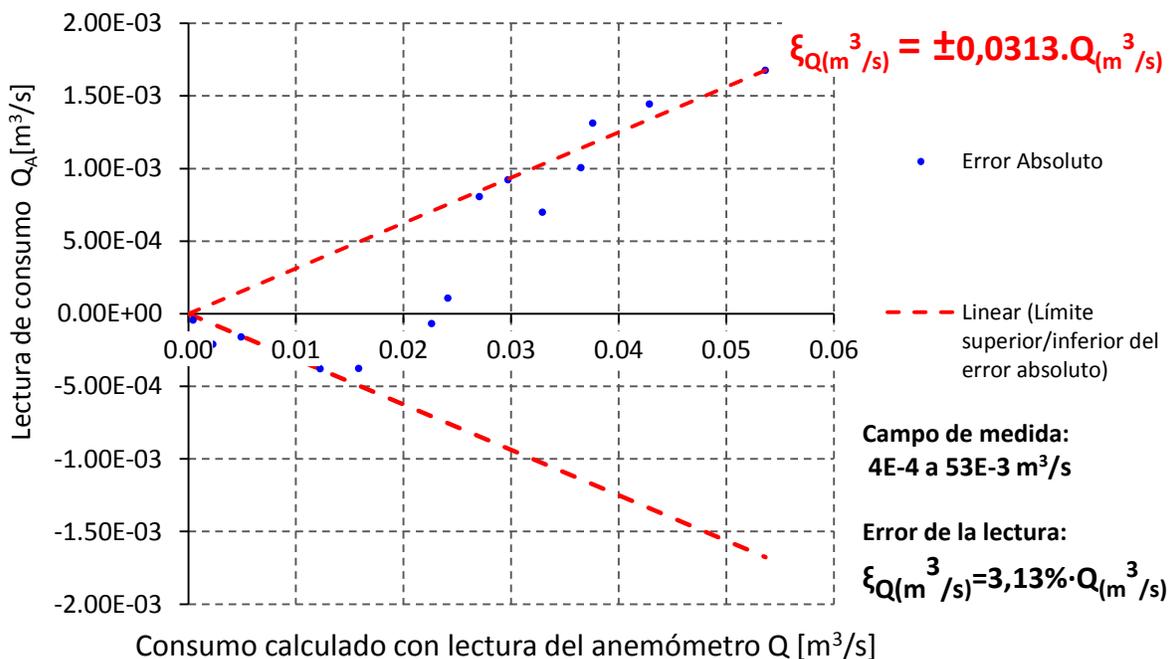


Figura 48. Prueba de calibración del fluxómetro flow technologies ft-16nexa-gea-2

3.2.7. Conjunto para indicar posición de giro de los rotores y el eje

ESPECIFICACIONES OPERACIONALES

La posición de los rotores y del eje de potencia $\varphi(t)$ del Expansor, se obtiene mediante una señal eléctrica que cambia de cero a cinco voltios dependiendo de los intervalos en que los rotores han girado determinados grados. Estos intervalos están marcados en un disco acoplado al eje del Expansor, que es leído por un foto-transistor H21A1. El foto-transistor está conectado al circuito de alimentación-salida (ver Figura 52); y este a su vez está conectado al Canal 5 del conjunto explicado en la sección "3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos".

El disco se muestra en la Figura 50, es de acetato, tiene marcados segmentos negros y claros; y se ubica en el eje de salida del Expansor (ver Figura 49). La posición del disco con

respecto a la de los rotores se sincroniza utilizando como referencia cualquiera de los puntos muertos superiores. La relación de giro de los rotores y del eje es de uno a uno, así que la señal entregada por el disco al girar, indica la posición inmediata de los rotores. La configuración de los segmentos del disco se realizó de tal forma que en la señal adquirida y desplegada en el canal 5 (ver Figura 51) del conjunto de la sección “3.2.1. Conjunto para la adquisición y almacenamiento de datos”, se pudieran identificar los dos ciclos de trabajo del Expansor y aproximar las posiciones más relevantes (puntos muertos, el inicio y el final de la admisión, expulsión).

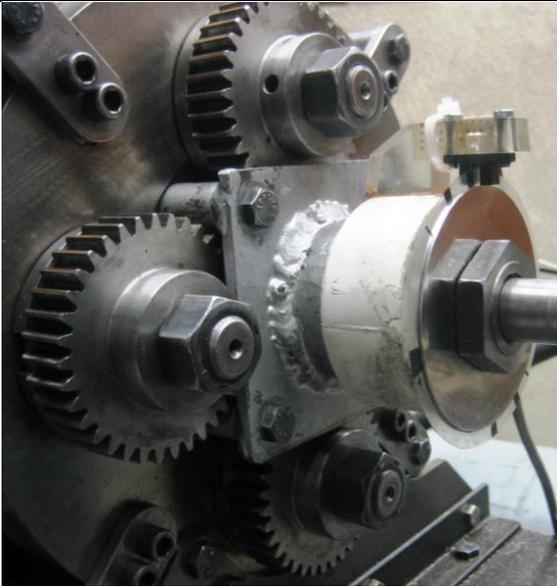


Figura 49. Ubicación del foto-transistor y el disco segmentado en el Expansor

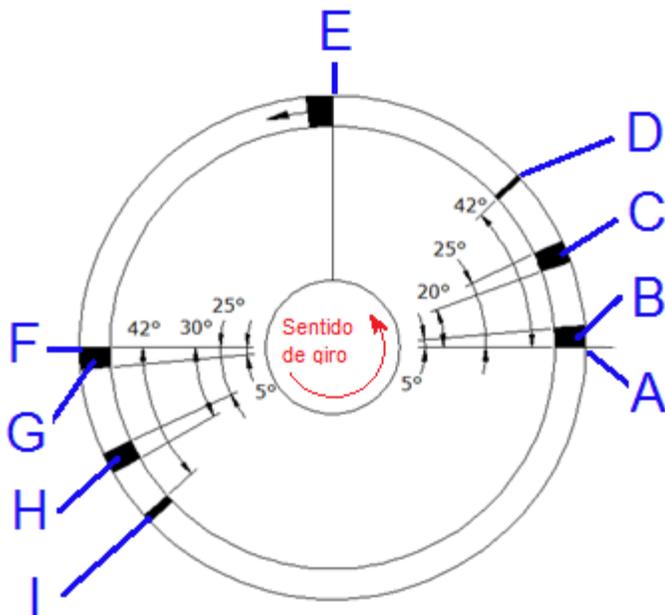


Figura 50. Configuración del disco segmentado para indicar posición de los rotores y del eje

- Primer ciclo del Expansor (180° de giro de los rotores):

A: Punto muerto superior (ver Figura 1)

B: Intervalo de apertura de rotores para inicio de Admisión (ver Figura 1)

C: Intervalo donde el Expansor presenta cambio súbito de presión de suministro en pruebas estáticas (ver Figura 61, Figura 64).

D: Marca para indicar 45° de giro en el ciclo.

E: Punto muerto inferior (ver Figura 4)

- Segundo ciclo del Expansor (de 180° a 360° de giro de los rotores):

F: Punto muerto superior

G: Intervalo de apertura de rotores para inicio

de Admisión

H: Intervalo donde el Expansor presenta cambio súbito de presión de suministro en pruebas estáticas.

I: Marca para indicar 45° de giro en el ciclo.

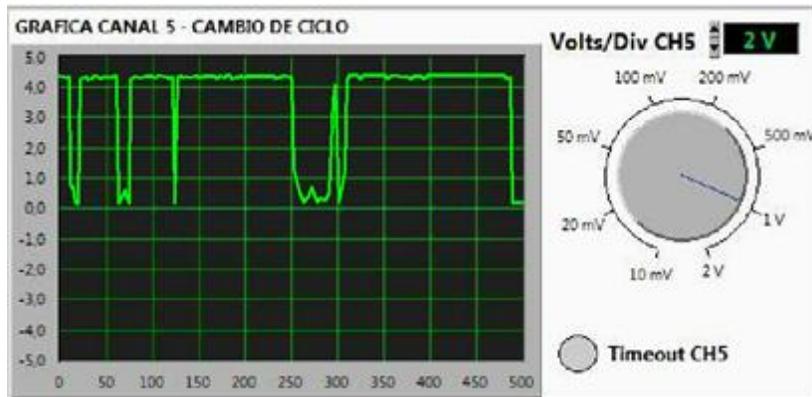


Figura 51. Señal de la posición de giro de los rotores para 180°

El circuito de alimentación-salida del foto-transistor, mostrado en la Figura 52, proporciona una alimentación regulada de $5V \pm 10\%$ utilizando el mismo regulador de voltaje (LM723C) y la misma configuración de circuito de alimentación de la celda de carga, el (ver Figura 26). Los valores de los componentes del circuito (propuestos por el fabricante), para obtener voltaje de salida de $+5V \pm 10\%$ alimentando el circuito a 12V, son: $R_1=2.15 \text{ K}\Omega$, $R_2=4.99 \text{ K}\Omega$, $R_3=1.50 \text{ K}\Omega$, $R_{SC}=10 \text{ }\Omega$ y $C_{ref}=5.1 \text{ }\mu\text{F}$.

Para identificar las zonas claras de las oscuras del disco de la Figura 50, en la señal entregada por el foto-transistor (ver Figura 48), a las resistencias en el diodo RD y en el emisor RE se seleccionaron de tal forma que el voltaje mínimo sea de 4.676V cuando el opto-lector detecte una zona clara del disco. Los voltajes menores significan que el opto-lector está detectando una zona oscura del disco.

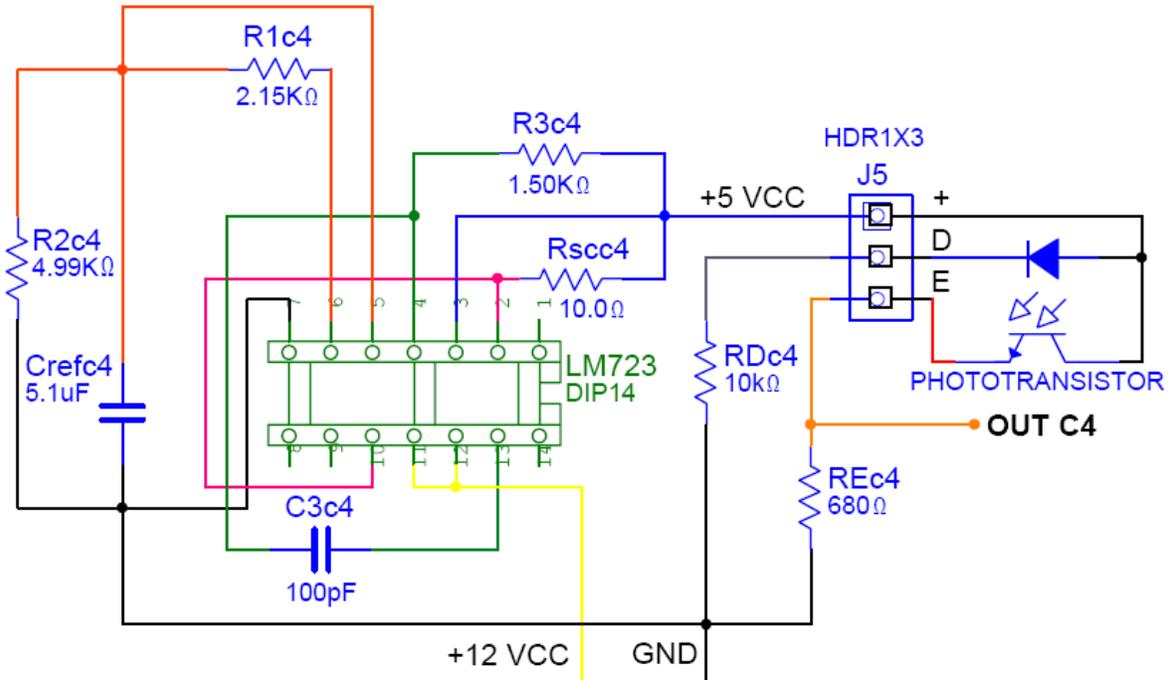


Figura 52. Circuito de alimentación-salida para foto-transistor del conjunto para indicar posición de los rotores (esquema de conexión)

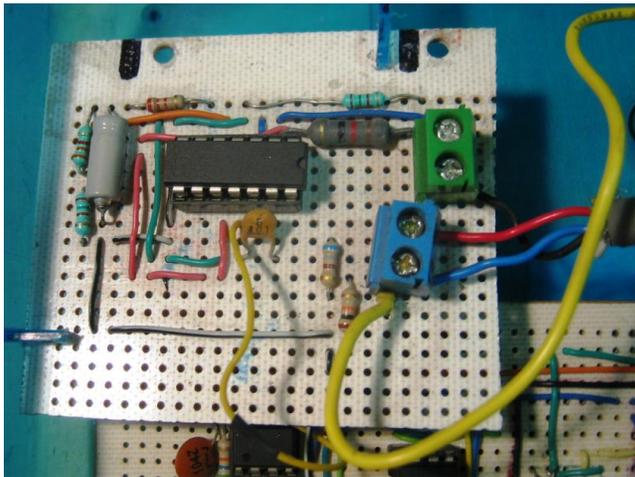


Figura 53. Circuito de alimentación-salida para foto-transistor del conjunto para indicar posición de los rotores

CAPÍTULO 4

4. PRUEBAS A LA VÁLVULA DE ADMISIÓN Y AL SISTEMA DE SELLADO

En el problema indicado en la sección “2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS”, se desconoce el comportamiento de los rotores del Expansor (con un sistema de sellado y sin sellos) y de la válvula de admisión; y no están identificados los problemas pudieran estar generando que el Expansor entregue un par M mucho menor que el par indicado M_i (ver sección “1.2.3. Mediciones de desempeño”).

Considerando lo anterior, se realizaron varias pruebas, dentro de las cuales cinco tuvieron resultados apreciables que evidenciaban comportamientos particulares del Expansor.

Una prueba consistió en obtener la potencia que se requería para mover la válvula de admisión a diferentes velocidades de giro del Expansor, la cual se describe es la sección “4.1. Pérdidas por fricción dinámica en la válvula de admisión”.

Otras 4 pruebas consistieron en medir las condiciones en que el Expansor comenzaba a moverse, a diferentes posiciones y para cada lado de los rotores. A estas pruebas se les llamó estáticas ya que solo se midieron las condiciones en que se produjo movimiento.

Los lados de los rotores que forman la cámara de trabajo se les llamo “perfiles efectivos”, y se identificaron como perfiles A y B, de los cuales se identifica el perfil B cuando las cuñas de los ejes de los rotores están dirigidas al centro del Expansor (ver Figura 54).

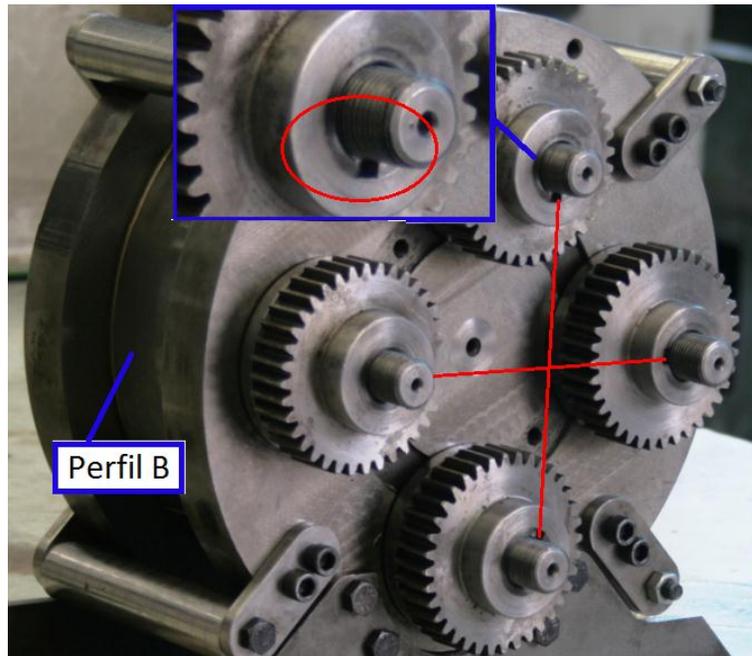


Figura 54. Identificación de perfiles A y B de los rotores

La primera prueba se explica en la sección “4.2.1. Prueba estática de movimiento de rotores con sellos y sin válvula”, donde los rotores tienen sellos y se retira la válvula. Se posicionan los rotores de 3° en 3° grados hasta cubrir una rotación de 0 a 78° aproximadamente, punto donde se comienzan a abrir los orificios de expulsión en los rotores. El aire se suministra directamente a la cámara de trabajo y la presión se mide en la admisión.

Con esta prueba se obtiene la cantidad de energía que se pierde en fugas en la cámara y en fricción estática total en los rotores con sellos.

La segunda prueba se muestra en la sección “4.2.2. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula”, donde los rotores tienen sellos y se utiliza la válvula de admisión. Se posicionan los rotores de 3° en 3° grados hasta cubrir una rotación de 0 a 40° aproximadamente, punto donde la válvula cierra la admisión de aire a la cámara de trabajo. El aire se suministra por medio de la válvula de admisión y la presión se mide en el suministro.

Con esta prueba se obtiene la cantidad de energía que se pierde en fugas de la válvula, fugas de la cámara y en la fricción estática total de los rotores junto con el accionamiento de la válvula de admisión.

La tercera prueba se muestra en la sección “4.2.3. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en la admisión”, donde los rotores tienen sellos y se utiliza la válvula de admisión. Se posicionan los rotores de 3° en 3° grados hasta cubrir una rotación de 0 a 40° aproximadamente, punto donde la válvula cierra la admisión de aire a la cámara de trabajo. El aire se suministra por medio de la válvula de admisión y la presión se mide en la admisión de la cámara de trabajo.

Con esta prueba se obtiene la cantidad de energía que se pierde en fugas de la válvula, fugas de la cámara y en la fricción estática total de los rotores junto con el accionamiento de la válvula de admisión, considerando si hay alguna diferencia en la presión entre el suministro de la válvula y la admisión a la cámara de trabajo.

La cuarta prueba se muestra en la sección “4.4. Prueba estática de movimiento de rotores con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara”, donde se retiran los sellos de los rotores y la válvula de admisión; sin embargo, se ponen unas puntas en aluminio en los rotores para obtener una cámara de trabajo mínimamente sellada para lograr movimiento en los mismos. Se posicionan los rotores de 3° en 3° grados hasta cubrir una rotación de 0 a 78° aproximadamente, punto donde se comienzan a abrir los orificios de expulsión en los rotores. El aire se suministra directamente a la cámara de trabajo y la presión se mide en la admisión.

Con esta prueba se obtiene la cantidad de energía que pierde en fugas de la cámara, en la fricción de los rodamientos del eje y en el contacto con el engrane que sincroniza a los rotores en un estado estático.

4.1. Pérdidas por fricción dinámica en la válvula de admisión

Para realizar la prueba, se le retiran al Expansor tres rotores completos (ver Figura 55.a) y se monta sobre la mesa de una fresadora, de forma tal que el cabezal se acople a un torquímetro (ver Figura 55.b); y éste al eje de potencia del Expansor. De esta manera, se alinean de forma más precisa los tres elementos, evitando que se afecte el torquímetro. La medición de las velocidades de giro para registros estables de torque, se utiliza para calcular la potencia que se requiere para mover el mecanismo que corresponde a la válvula de admisión: Engrane, rotor, biela y manivela.

Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 56.



(a)



(b)

(a) Alineación del cabezal, torquímetro y eje del Expansor. (b) Torquímetro utilizado en la prueba. Las especificaciones se presentan en el Apéndice A. Especificaciones de los instrumentos de medición.

Figura 55. Montaje para medir pérdidas en válvula de admisión

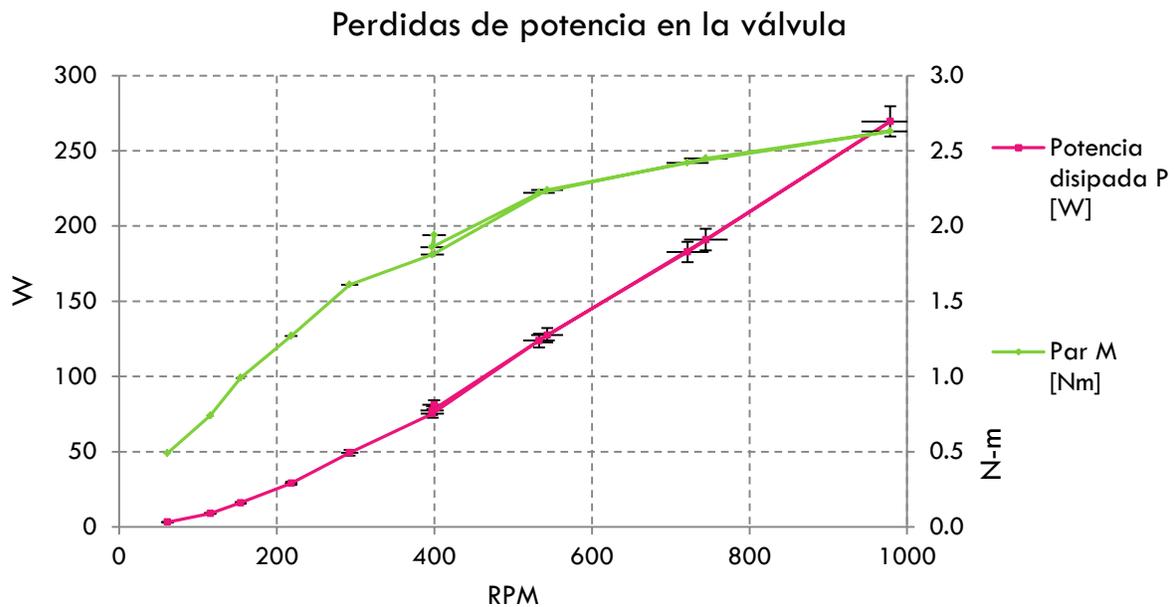
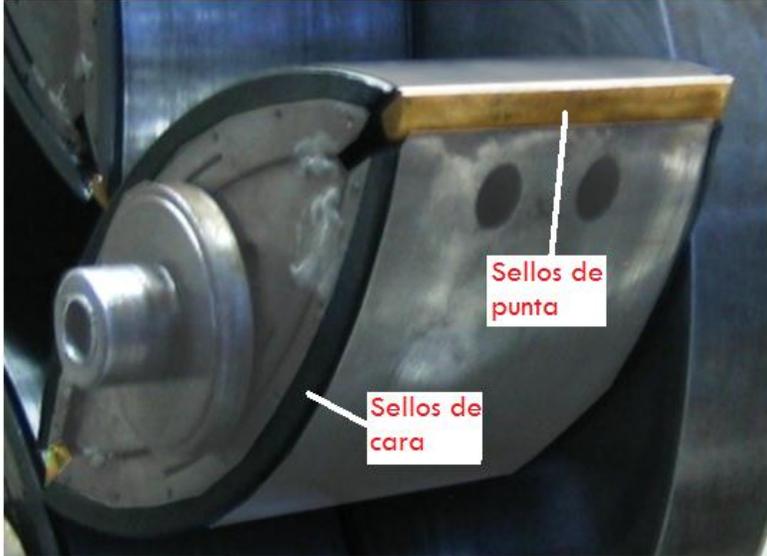
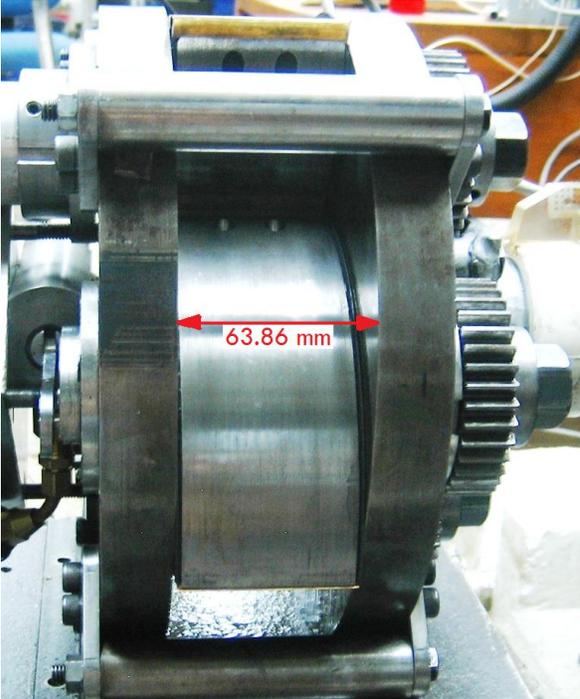


Figura 56. Resultados de prueba - Perdidas de potencia en la válvula

4.2. Pruebas estáticas con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón

En estas pruebas se suministró aire lentamente, para determinar la presión umbral en que se produce un movimiento inminente en los rotores. De forma derivada, se halla el momento que provoca el inicio del movimiento de los rotores en diferentes posiciones; y las pérdidas por fricción y fugas durante el proceso.

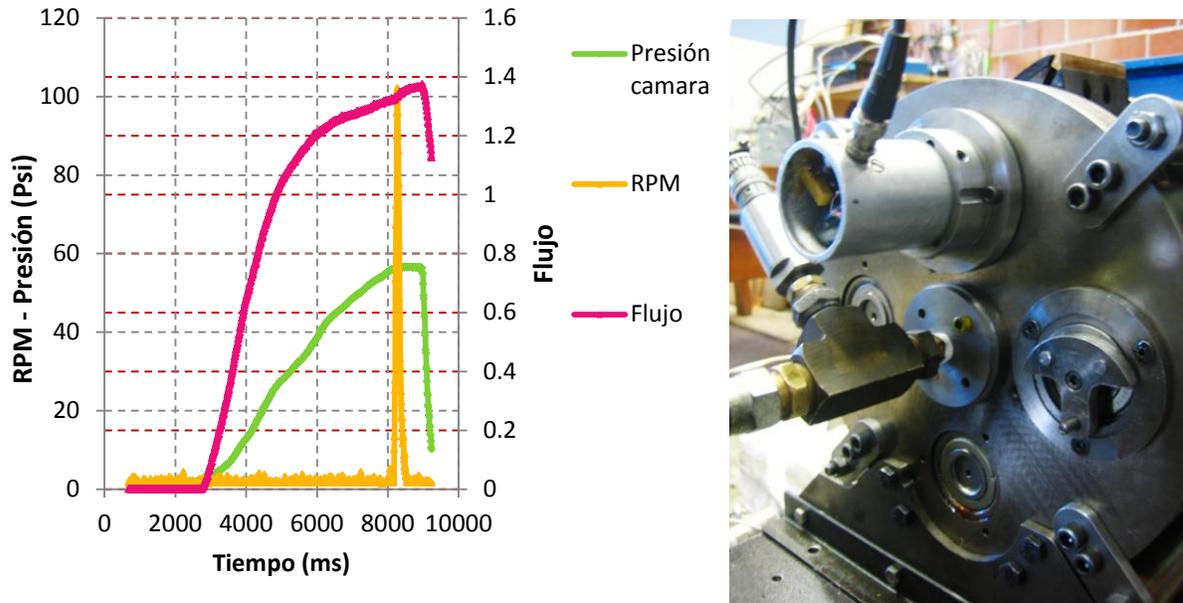
Tabla 9. Características iniciales de las pruebas estáticas con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón

| Característica | Imagen |
|---------------------------------|---|
| Sellos |  <p>Sellos de cara en teflón grafito y sellos de punta en bronce.</p> |
| Distancia entre tapas laterales |  <p>Distancia promedio entre tapas laterales: 63.86±0.2mm</p> |

4.2.1. Prueba estática de movimiento de rotores con sellos y sin válvula

En esta prueba se suministró aire abriendo lentamente una válvula, registrando los valores de presión de admisión (ver Figura 57-b), flujo de aire de suministro y velocidad de giro de los rotores. Se obtuvieron los valores de presión y flujo justo antes de que se produjera movimiento en los rotores, el cual se identifica por los puntos donde hay cambios repentinos de la velocidad (ver Figura 57-a). También se obtuvo el valor de las RPM máximas

alcanzadas durante el movimiento. Los registros se tomaron por separado para cada lado de los rotores (ver Figura 54). Los resultados se muestran en la Figura 58.



(a) Ejemplo de la gráfica obtenida cuando se produce el movimiento de los rotores

(b) Conexión del transductor de presión, suministrando aire directamente a la cámara.

Figura 57. Prueba estática de movimiento de rotores sin válvula, con sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión de admisión

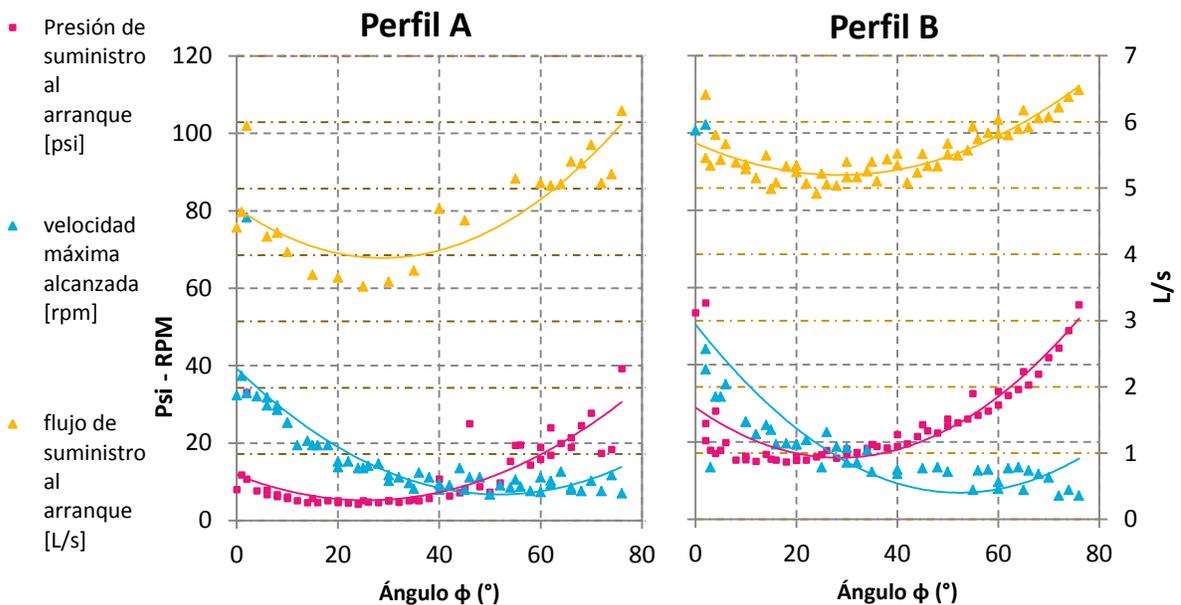


Figura 58. Valores registrados en prueba estática sin válvula, con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón

Se puede aproximar la presión estática de admisión (p_a) y el flujo volumétrico (\dot{V}) necesario para que haya movimiento inminente en los rotores en diferentes posiciones (φ), teniendo en cuenta que parte de la energía del aire suministrado se pierde en fugas y fricción de los elementos [9](Gonzalez Calderón 2010-2012). Las condiciones de prueba son: Temperatura promedio del aire de la habitación 16°C (289°K), calor específico C_p constante de $1.0046 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$, y la densidad del aire de suministro, ρ_s , se calcula de acuerdo al factor de corrección indicado en la sección 2.4.2.

El balance de energía correspondiente a esta prueba define que:

- El volumen de control es un sistema abierto que comprende la cámara de trabajo.
- La masa de entrada es el aire de suministro \dot{m}_S .
- La masa de salida son las fugas en la cámara de trabajo \dot{m}_{FC} , debidas a los espacios en los sellos de punta y los sellos de cara.
- Se considera un proceso de expansión sin transferencia de calor.
- El trabajo desarrollado es el trabajo requerido para realizar la expansión que ocurre en el movimiento inminente de los rotores $d\varphi/dt$. Teniendo en cuenta las fugas en la cámara,

este trabajo es:

$$[\text{XXXI}] \quad p \frac{dV}{dt} = (\dot{m} \cdot e)_S - (\dot{m} \cdot e)_{FC}$$

$(\dot{m} \cdot e)_S$: Es la energía en el fluido de suministro. Para hacer un cálculo de la energía por unidad de masa, se asume un flujo uniforme de gas ideal; y se ignora la fricción en la línea de suministro. Se define como:

$$[\text{XXXII}] \quad (\dot{m} \cdot e)_S = \rho_s \dot{V} \left(C_p T + \frac{v^2}{2} \right).$$

Este cálculo es aproximado porque la presión y el flujo se hicieron aumentar lentamente.

$(\dot{m} \cdot e)_{FC}$: Energía en las fugas de la cámara de trabajo.

- Debido a los efectos de fricción en el mecanismo, el momento neto entregado a cada rotor es M_R , que es el momento producido por la presión sobre cada rotor (ver Tabla 2). Por lo anterior, el trabajo de expansión es

$$[\text{XXXIII}] \quad p \frac{dV}{dt} = 4 \left(M_R \frac{d\varphi}{dt} + M_{fr} \frac{d\varphi}{dt} \right)$$

$M_{fr} \frac{d\varphi}{dt}$: Es la energía disipada por la fricción en los sellos de cara y de punta, en los rodamientos del eje; y en el contacto con el engrane que sincroniza al rotor. Esta energía se puede traducir en un momento de fricción que detiene el movimiento inminente $d\varphi/dt$ de los rotores.

Por las relaciones anteriores, se concluye que:

$$[XXXIV] \quad (\dot{m} \cdot e)_S = 4 \left(M_R \frac{d\phi}{dt} + M_{fr} \frac{d\phi}{dt} \right) + (\dot{m} \cdot e)_{FC}$$

Con la relación anterior, se pudo obtener la cantidad de energía que se pierde en fugas en la cámara y en fricción total en los rotores en un estado estático. Los resultados se muestran en la Figura 59.

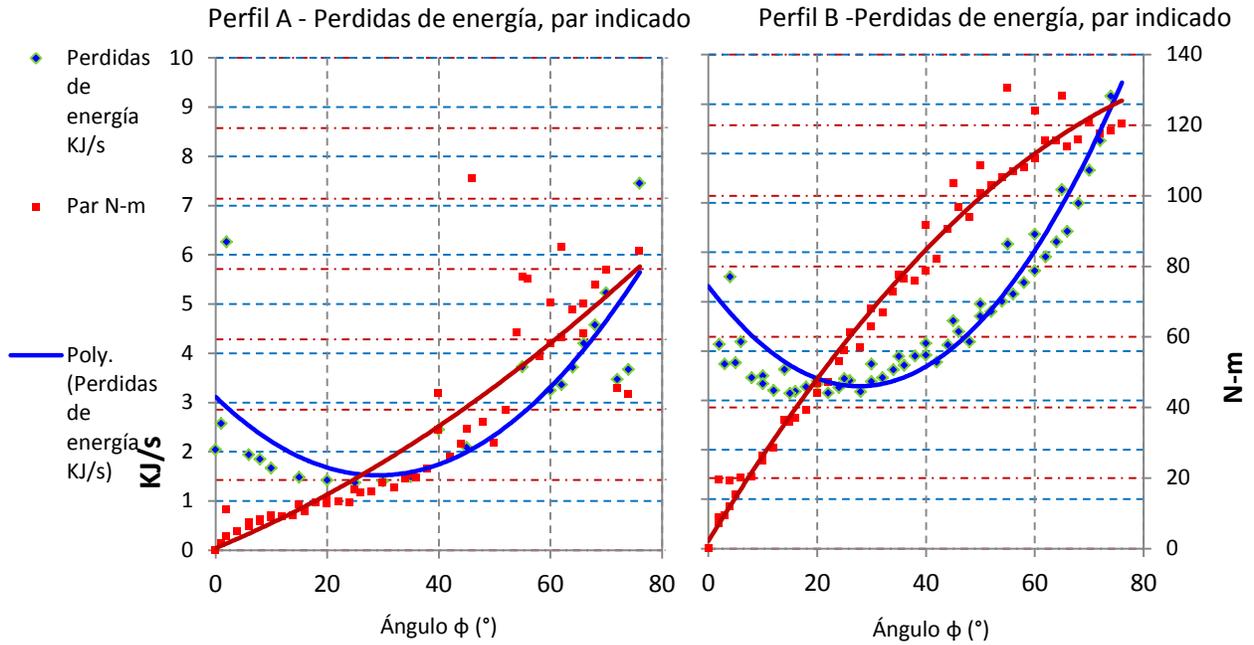


Figura 59. Perdidas de energía en prueba estática sin válvula, con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón

4.2.2. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en el suministro

En esta prueba se suministró aire abriendo lentamente una válvula, registrando los valores de presión de suministro (ver Figura 60 y Figura 61), flujo de suministro y velocidad de giro de los rotores. Al igual que la prueba descrita en la sección “4.2.1. Prueba estática de movimiento de rotores con sellos y sin válvula”, los puntos donde se registran cambios repentinos de la velocidad, indican los valores donde se produjo movimiento de los rotores.

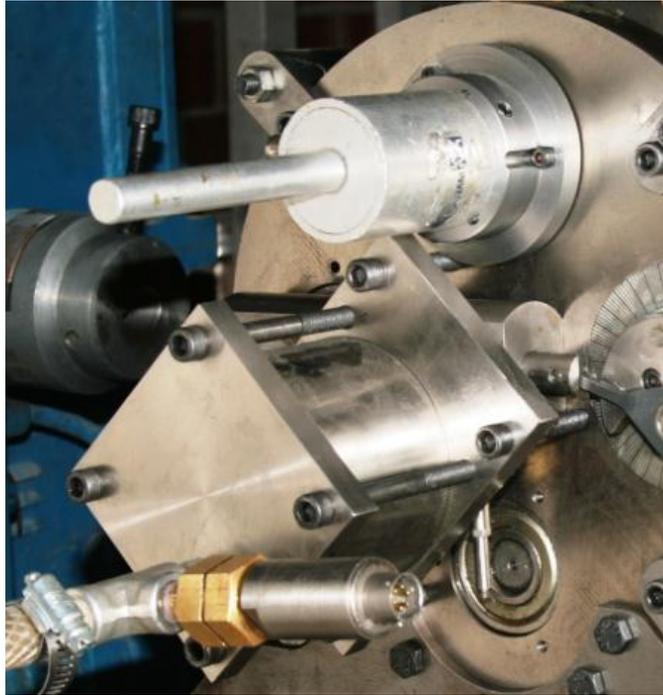


Figura 60. Medición de presión de suministro en Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón

Los valores de presión y flujo justo antes de que se produjera movimiento en los rotores; y el valor de las RPM máximas alcanzadas durante el movimiento, se muestran en la Figura 61.

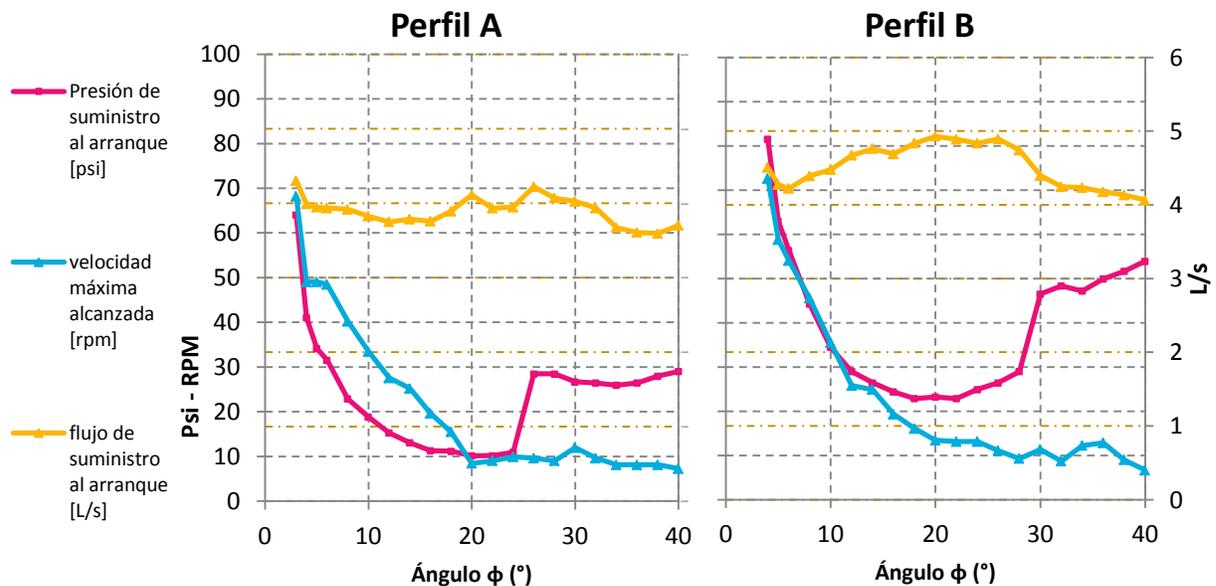


Figura 61. Valores registrados en prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión de suministro

En esta prueba se encuentra la presión estática de admisión (p_a) y el flujo volumétrico (\dot{V}) necesario para que haya movimiento inminente en los rotores en diferentes posiciones (φ), teniendo en cuenta que parte de la energía del aire suministrado se pierde en fugas y fricción de la válvula, que son pérdidas adicionales a la prueba de la sección “4.2.1. Prueba estática de movimiento de rotores con sellos y sin válvula”. Las condiciones de prueba son: Temperatura promedio del aire de la habitación 16°C (289°K), calor específico C_p constante de $1.0046 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$, y la densidad del aire de suministro ρ_s se calcula de acuerdo al factor de corrección indicado en la sección 2.4.2.

El balance de energía correspondiente a esta prueba define que:

- El volumen de control es un sistema abierto que comprende la precámara de admisión, la cavidad interna de la válvula y la cámara de trabajo.

- La masa de entrada es el aire de suministro \dot{m}_S .

- La masa de salida son las fugas: $\dot{m}_{FV} + \dot{m}_{FC}$

\dot{m}_{FV} Son las fugas en la válvula, debidas a los espacios entre el cuerpo y el vástago de la válvula.

\dot{m}_{FC} Son las fugas en la cámara, debidas a los espacios en los sellos de punta y los sellos de cara.

- Se considera un proceso de expansión sin transferencia de calor.

- El trabajo desarrollado es el trabajo requerido para realizar la expansión que ocurre en el movimiento inminente $\frac{d\varphi}{dt}$ de los rotores. Teniendo en cuenta las fugas, este trabajo

es:

$$[\text{XXXV}] \quad p \frac{dV}{dt} = (\dot{m} \cdot e)_S - [(\dot{m} \cdot e)_{FC} + (\dot{m} \cdot e)_{FV}].$$

$(\dot{m} \cdot e)_S$: Es la energía en el fluido de suministro. Para hacer un cálculo de la energía por unidad de masa, se asume un flujo uniforme de gas ideal; y se ignora la fricción en la línea de suministro. Se calcula como:

$$[\text{XXXVI}] \quad (\dot{m} \cdot e)_S = \rho_s \dot{V} \left(C_p T + \frac{V^2}{2} \right).$$

Este cálculo es aproximado porque la presión y el flujo se hicieron aumentar lentamente.

$(\dot{m} \cdot e)_{FC}$: Energía en las fugas de la cámara de trabajo.

$(\dot{m} \cdot e)_{FV}$: Energía en las fugas de la válvula.

- Debido a los efectos de fricción en el mecanismo, el momento neto entregado a cada rotor es M_R , que es el momento producido por la presión sobre cada rotor. Por lo anterior, el trabajo de expansión es

$$[XXXVII] \quad p \frac{dV}{dt} = 4 \left(M_R \frac{d\phi}{dt} + M_{fr} \frac{d\phi}{dt} \right) + \dot{W}_V$$

$M_{fr} \frac{d\phi}{dt}$: Es la energía disipada por la fricción en los sellos de cara y de punta, en los rodamientos del eje del rotor; y en el contacto con el engrane que sincroniza los rotores. Esta energía se puede traducir en un momento de fricción que detiene el movimiento inminente $d\phi/dt$ de los rotores.

\dot{W}_V : Es el trabajo realizado en el vástago de la válvula.

Por las relaciones anteriores, se concluye que:

$$[XXXVIII] \quad (\dot{m} \cdot e)_S = 4 \left(M_R \frac{d\phi}{dt} + M_{fr} \frac{d\phi}{dt} \right) + (\dot{m} \cdot e)_{FC} + (\dot{m} \cdot e)_{FV} + \dot{W}_V$$

Con la relación anterior, se pudo obtener la cantidad de energía que se pierde en fugas de la válvula, fugas de la cámara y en la fricción estática total de los rotores junto con el accionamiento de la válvula de admisión. Los resultados se muestran en la Figura 62.

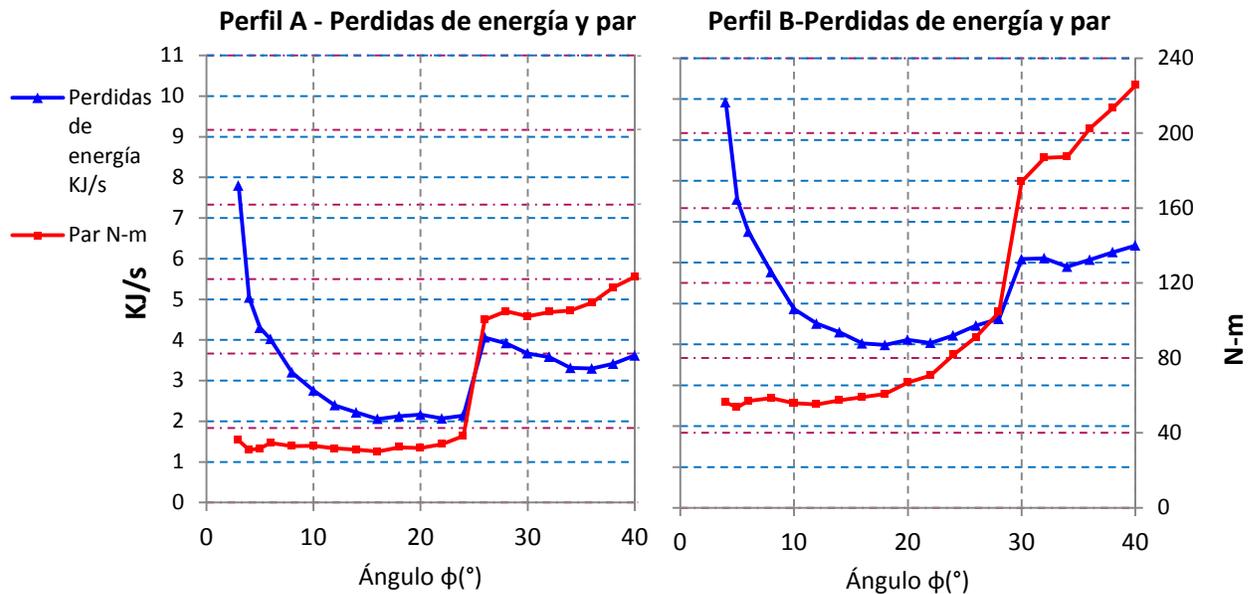
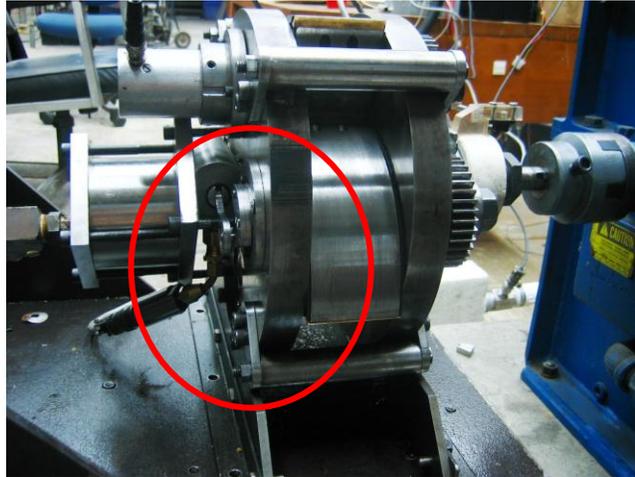


Figura 62. Perdidas de energía en prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión de admisión

4.2.3. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en la admisión

Al igual que las pruebas descritas en las secciones “4.2.1. Prueba estática de movimiento de rotores con sellos y sin válvula” y “4.2.2. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en el suministro”, se suministró aire lentamente; y los puntos donde se registraron cambios repentinos de la velocidad, indicaron los valores donde se produjo movimiento de los rotores.



Conexión del transductor de presión en la válvula de admisión.

Figura 63. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en la admisión

Se registraron los valores de presión en la cámara (ver Figura 63), aire de suministro y velocidad de giro de los rotores.

Los valores registrados se muestran en la Figura 64.

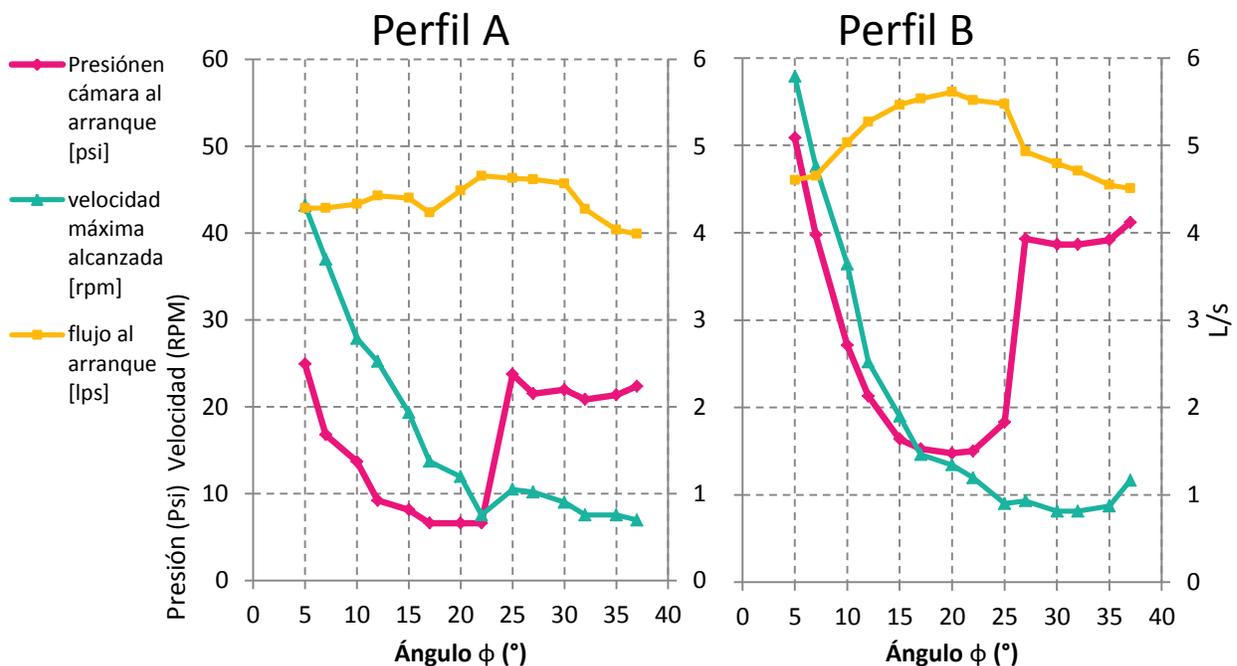


Figura 64. Valores registrados en prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión en la admisión a la cámara de trabajo

En esta prueba es similar a la prueba de la sección “4.2.2. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en el suministro” en procedimiento, propósito, condiciones de prueba y balance de energía. La diferencia entre ambas pruebas es el sitio

donde se midió la presión. En la prueba de la sección 4.2.2 se calcula el momento y la densidad del aire con base a la presión de suministro; y en esta prueba se calcularon con base a la presión en la cámara. Los resultados se muestran en la Figura 65.

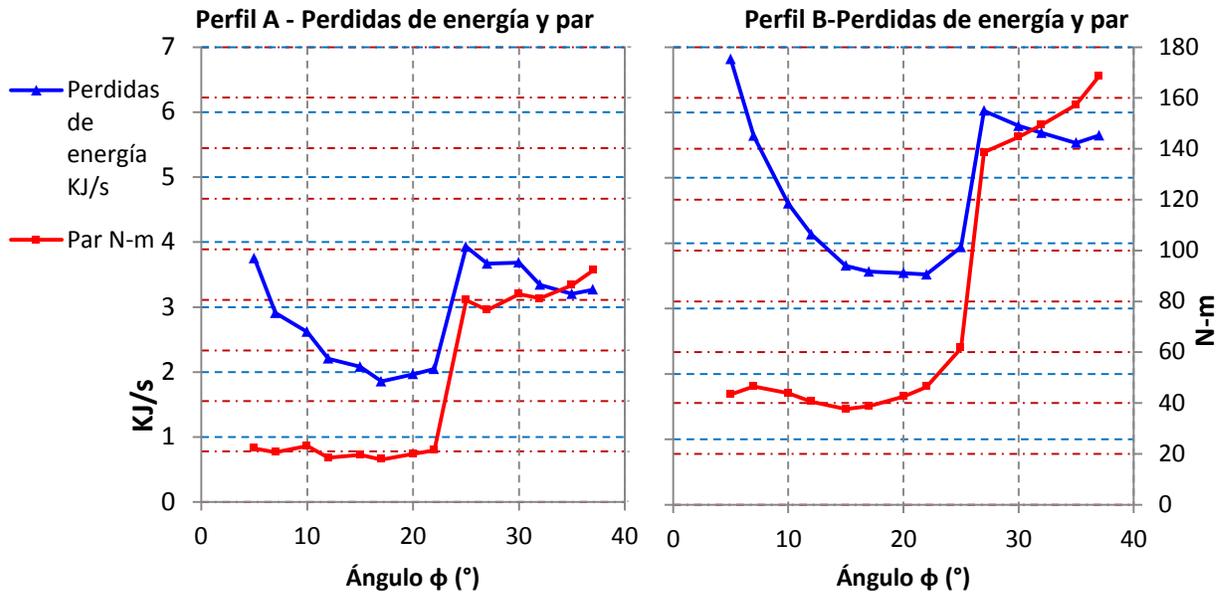


Figura 65. Perdidas de energía en prueba estática de movimiento de rotores con válvula, sellos de cara en teflón-grafito, sellos de punta en bronce-latón; y midiendo presión en la cámara

4.3. Análisis de las pruebas de la sección 4.2.

4.3.1. Análisis de los valores de puntos registrados en las pruebas - Figura 58, Figura 61, Figura 64

a. Antecedentes - Comportamiento entre perfiles de los rotores:

Al observar las mediciones de presión y flujo, para los perfiles A y B de los rotores, se identificó que existen elementos comparativos entre ambos. Los antecedentes se muestran en la Tabla 10, mostrados por colores para empalmarlos con las conclusiones correspondientes en la Tabla 11.

Tabla 10. Comparación entre perfiles de los rotores en valores registrados de pruebas estáticas con sellos de cara en teflón-grafito y sellos de punta en bronce-latón

| Perfil | Sin válvula (Figura 58) | Con válvula (Figura 61, Figura 64). |
|--------|---|---|
| A | <p>- El comportamiento del flujo es consistente con la presión, pues ambos tienen un mínimo alrededor de los 30°.</p> | <p>- El flujo oscila entre 3,6 L/s y 4,7 L/s.</p> <p>- La presión registró un mínimo alrededor de los 20°.</p> <p>- Hay un salto de presión alrededor de los 22° y 27°.</p> |
| B | <p>- El comportamiento del flujo es consistente con la presión, pues ambos tienen un mínimo alrededor de los 30°.</p> | <p>- El flujo tiene un máximo de 5,6 L/s alrededor de los 20°.</p> <p>- La presión registró un mínimo alrededor de los 20°.</p> <p>- Hay un salto de presión entre los 25° y 30°.</p> |

La comparación del perfil B con respecto al perfil A, en los valores de puntos de presión, flujo y RPM para cada prueba se muestran en la Figura 66.

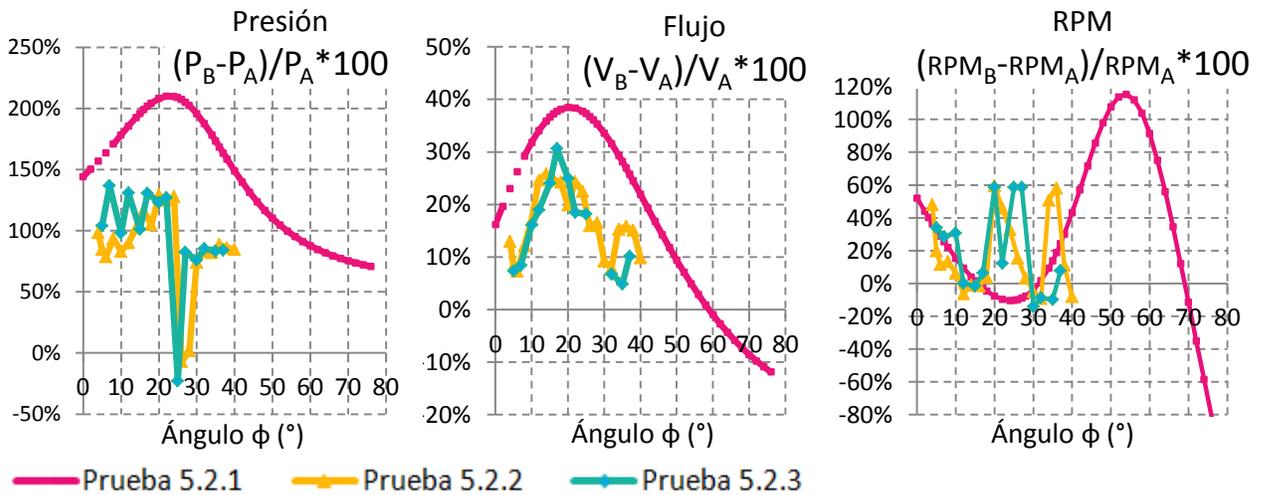


Figura 66. Comparación de presión, flujo y RPM; del perfil B con respecto al perfil A en los rotores

En la Tabla 11 se muestran las conclusiones de los antecedentes de la Tabla 10, con su correspondencia de color.

Tabla 11. Conclusiones del análisis de los valores de puntos registrados en las pruebas estáticas

| Conclusiones asignadas a los rotores | Conclusiones asignadas a la válvula |
|--|---|
| <p>- Tanto para el perfil B como para el perfil A, no hay fugas perceptibles en los sellos de los rotores, ya que las mediciones de presión y flujo (sin válvula) tienen valores de puntos consecuentes entre ambas. Es decir, no hay caídas de presión con aumento de flujo.</p> <p>- los valores de puntos con tendencia semiparabólicas de la presión y el flujo (sin válvula), para ambos perfiles, se deben al contacto de los sellos de punta con los perfiles. Los valores de puntos tienen un mínimo alrededor de los 30° (Figura 58). Una posible explicación para esta situación es: <i>“Al principio se debe superar el contacto entre los sellos de punta, y la presión requerida va bajando por acción de los sellos sobre los perfiles contiguos hasta aproximadamente 30°, donde los resortes de los sellos van llegando a su máxima contracción y la mantienen hasta los 45°. A partir de este valor se pueden presentar dos situaciones que hacen que la presión aumente: (1) Los bordes de los rotores sobre los que están montados los sellos de punta están haciendo contacto con los perfiles contiguos, (2) Se requiere más presión para compensar las fugas que se presentan a medida que se pierde contacto entre los sellos y los perfiles contiguos”.</i> Las situaciones anteriores se muestran en la Figura 68. La explicación anterior es consecuente con los valores de puntos de la presión con válvula, entre los 0° y 25°.</p> <p>- Los valores de los puntos de presión y flujo del perfil B con respecto a las del perfil A (sin válvula) son más altos (Figura 58), lo que podría indicar que los sellos de punta efectivos del perfil B hacen mayor presión que los de A cuando hacen contacto. Esto indica que hay una diferencia geométrica identificable en la disposición de sellos de punta. No se infiere a qué se deba estrictamente a una diferencia geométrica del perfil de los rotores ya que los valores de los puntos con tendencia semiparabólica tienen su valor mínimo cercano al mismo ángulo (30°).</p> | <p>- El perfil A no tiene fugas perceptibles causadas por la válvula, pues aunque la presión tiene valores de puntos con tendencia semiparabólica con un salto, el valor del flujo oscila alrededor de un promedio.</p> <p>- Hay fugas por la válvula cuando el perfil B esta alrededor de los 20°, lo cual se puede verificar en la Figura 66, pues requiere más flujo que el perfil A cuando está en la misma posición, aunque la diferencia de presión entre ambos perfiles tienda a ser mínima en la misma posición.</p> <p>- Entre los 22° y los 30° de giro, ambos perfiles tienen un cambio súbito de presión debido a la válvula. Esto indica que ambos perfiles deben vencer un mismo obstáculo cuando pasan por dichas posiciones, lo que se puede verificar en la Figura 66, ya que la diferencia de presión entre ambos perfiles tiende a ser mínima en esa posición.</p> <p>La admisión en estas pruebas se inicia a los 2° de giro, y con base a esta posición se aproxima la disposición de los elementos al estar entre los 22° y los 30° de giro. En la Figura 67 se muestra que el obstáculo que factiblemente debe vencer la válvula, es el contacto entre los bordes del inserto metálico interior ubicado en el puerto hacia la cámara de trabajo (en del cuerpo de la válvula); y los bordes de los orificios del vástago de la válvula.</p> |
| <p>Para ambos perfiles (con y sin válvula), el movimiento inminente (medido como velocidad angular en RPM) producido al vencer la fricción estática, disminuye a medida que aumenta el ángulo de giro de los rotores. No se puede inferir que el movimiento en el perfil B sea mayor o menor que A debido al comportamiento no consistente de la diferencia de valores de puntos entre ambos (ver la comparación de RPM en la Figura 66).</p> | |

ZONA DE CONTACTO ENTRE BORDES DEL INSERTO Y
LAS VENTANAS DEL VÁSTAGO DE LA VÁLVULA

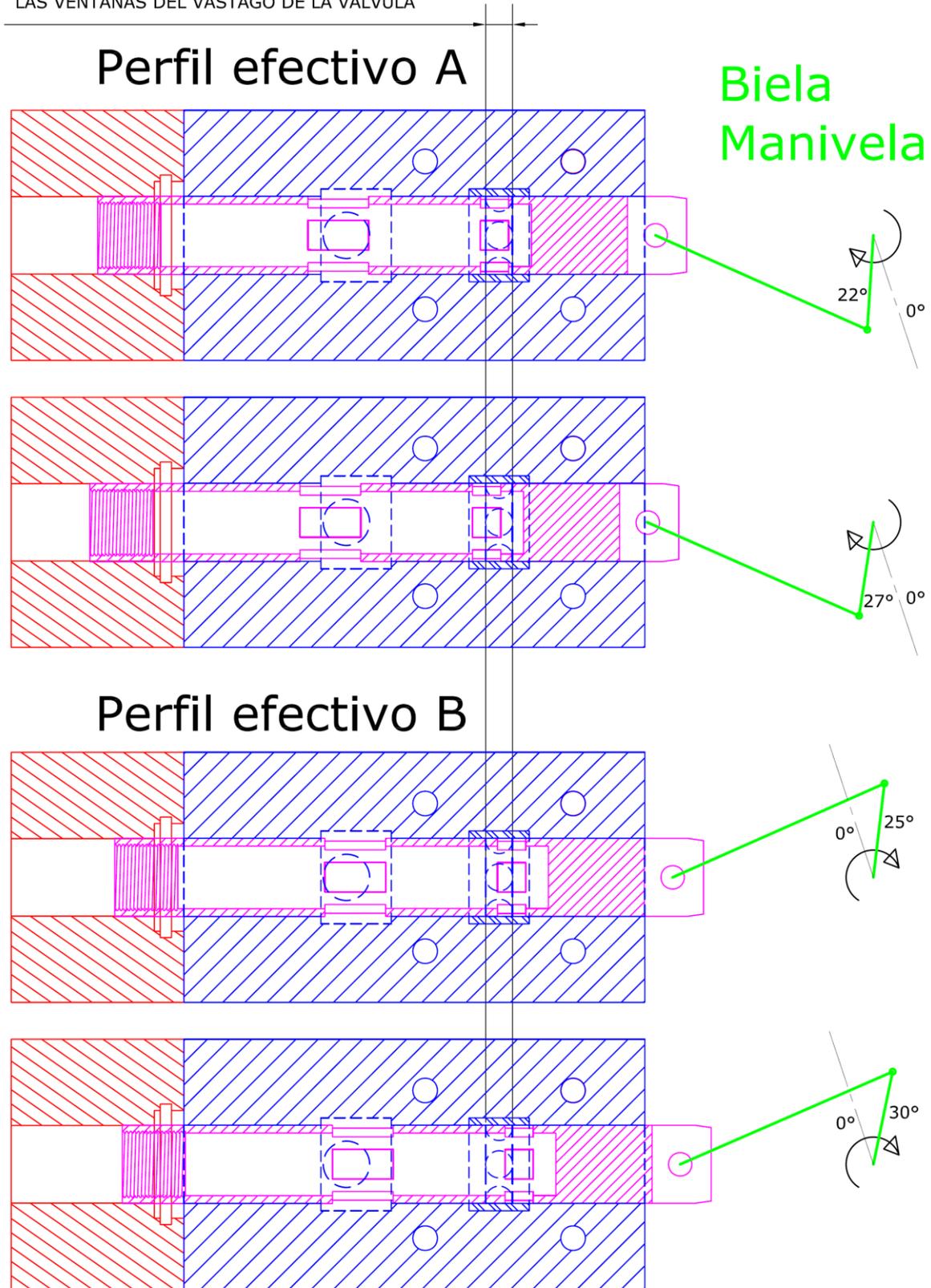


Figura 67. Posiciones de la válvula en puntos críticos de la presión en pruebas estáticas con válvula

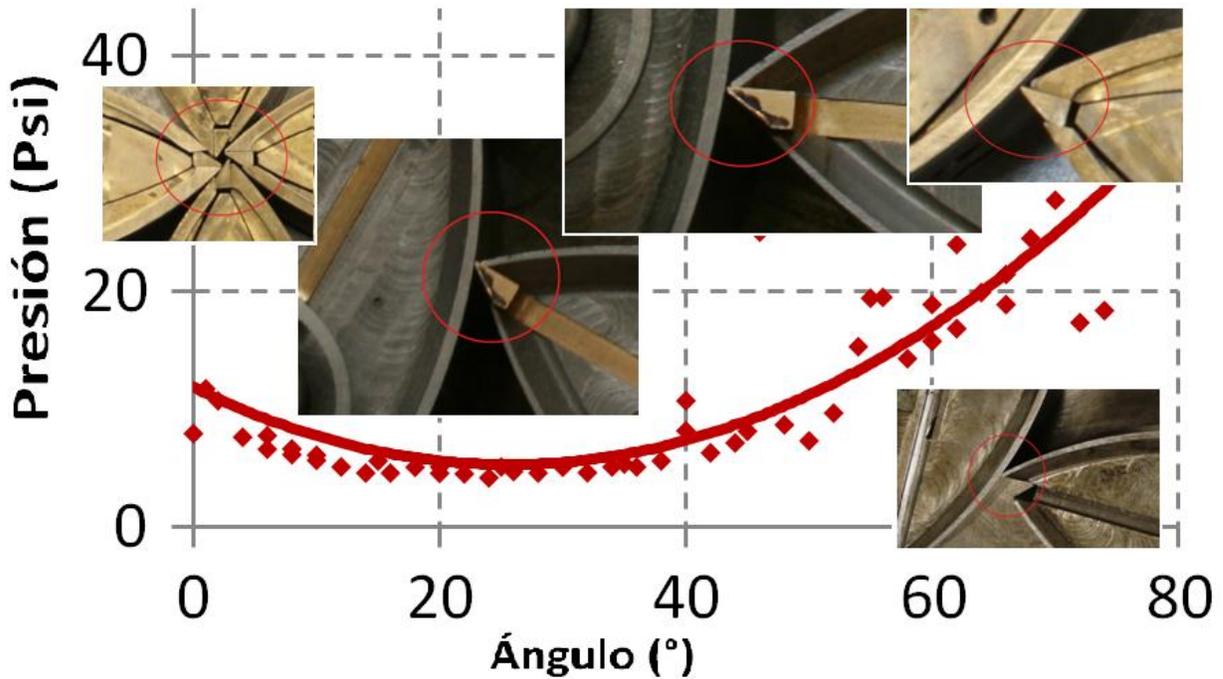


Figura 68. Contacto de los sellos de punta con respecto al ángulo de giro de los rotores

La gráfica mostrada en la Figura 68, muestra implícitamente en la presión, la fuerza de fricción estática ofrecida por los sellos de punta. Por lo tanto, este resultado debe ser similar al comportamiento teórico de la fuerza de fricción F_f de los sellos de punta (en función de del ángulo), cuando la velocidad angular ω es cero. La fricción teórica F_f se expresa matemáticamente como:

$$[XXXIX] \quad F_f = \frac{\mu(F_s + m_a \omega^2 r_{ac})}{\cos \varphi + \sin \varphi}$$

Haciendo $\omega=0$,

$$F_f = \frac{\mu F_s}{\cos \varphi + \sin \varphi}$$

Donde:

F_s : Fuerza del resorte del sello de punta (4.9 N)

m_a : Masa del sello de punta

r_{ac} : Distancia radial al centro de masa del sello de punta

ω : Velocidad angular de los rotores

μ : Coeficiente de fricción

φ : Ángulo de giro de los rotores

La deducción matemática de F_f se presenta en el “ANEXO 2. Sealing system for a rotary expander”.

En la Figura 69 se muestran las diferentes gráficas de la función F_f de para diferentes valores de μ , en función del ángulo de giro ϕ .

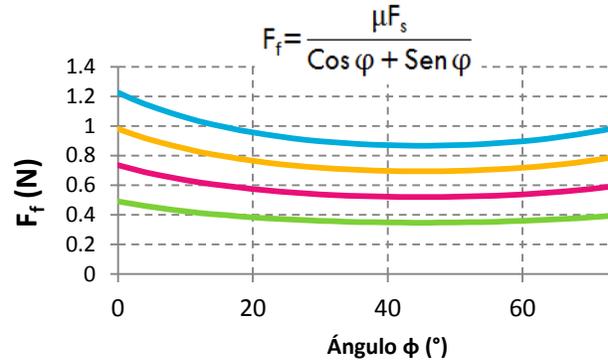


Figura 69. Gráficas teóricas de la fuerza de fricción en los sellos de punta

b. Comparación entre los datos registrados de presión en el admisión y presión en la cámara, para pruebas estáticas con válvula:

La prueba de la sección “4.2.2. Prueba estática de movimiento de rotores con válvula, midiendo presión en el suministro” consistió en ver el comportamiento estático del Expansor con la válvula, midiendo la presión en el suministro. La prueba 4.2.3 tenía el mismo objetivo, pero midiendo la presión en la cámara. Los valores de puntos de estas pruebas para ambos perfiles se muestran en la Figura 70. Se puede observar que ambas mediciones tienen valores de puntos similares; y también se comprueba que el perfil A requiere menos presión que B para vencer la fricción estática; sin embargo, se identifica una diferencia de presión promedio de 6 psi entre ambas mediciones, que se traduce en una caída de presión entre la cámara de admisión y la válvula.

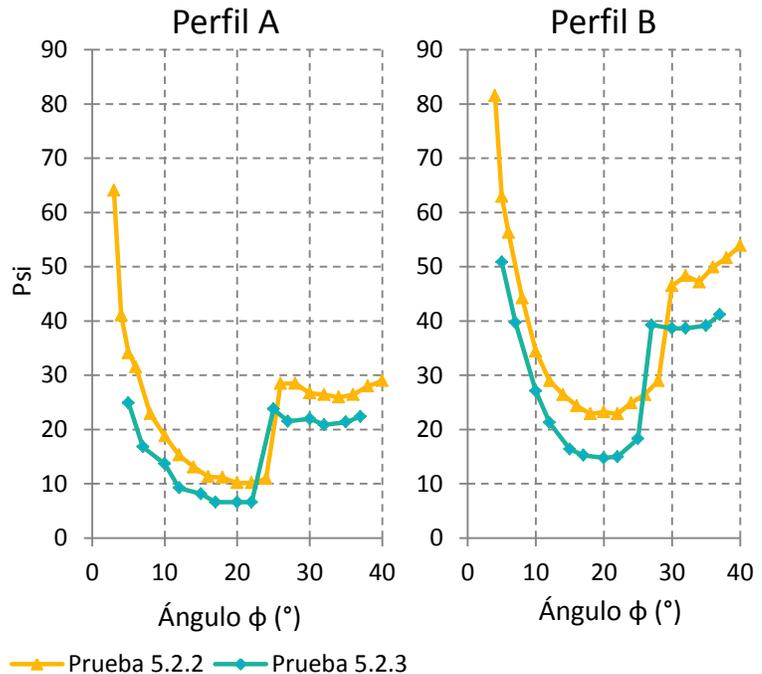


Figura 70. Comparación entre los datos registrados de presión en el admisión y presión en la cámara para pruebas estáticas con válvula.

4.3.2. Análisis de los valores de puntos de los resultados de las pruebas
- Figura 59, Figura 62, Figura 65 -

a. Antecedentes - Comportamiento del momento y de las pérdidas:

Siendo el momento y las perdidas funciones de las variables presión, flujo y RPM; se encontró que los valores de puntos se ven más afectadas por determinada variable.

- El momento: Teóricamente es proporcional a la presión y depende de la posición de los rotores; sin embargo, la influencia de cada variable depende de la válvula. En los resultados sin válvula, se pudo observar que para ambos perfiles el momento aumenta con el ángulo ϕ (ver Figura 59), sin verse particularmente afectado por los valores de puntos con tendencia semiparabólica de la presión. Por otro lado, en los resultados con válvula, el momento se ve particularmente afectado por los valores de puntos de la presión (ver Figura 62, Figura 65), a pesar del aumento en la posición angular (ϕ) de los rotores. La diferencia entre los valores de puntos del momento, con respecto al ángulo de giro (de 0° a 40°), indica el trabajo de expansión requerido para iniciar movimiento en la válvula sin incluir el trabajo requerido para desplazarla. Lo anterior se deriva de las definiciones para el trabajo de expansión en la cámara, según las expresiones [XXXIII] y [XXXVII]:

$$\begin{aligned}
 1) \quad & \text{Sin válvula: } p_1 \frac{dV}{dt} = 4 \left(M_{R1} \frac{d\phi}{dt} + M_{fr} \frac{d\phi}{dt} \right) & \rightarrow 4M_{R1} = p_1 \frac{dV}{d\phi} - 4M_{fr} \\
 2) \quad & \text{Con válvula: } p_2 \frac{dV}{dt} = 4 \left(M_{R2} \frac{d\phi}{dt} + M_{fr} \frac{d\phi}{dt} \right) + \dot{W}_V & \rightarrow 4M_{R2} = p_2 \frac{dV}{d\phi} - 4M_{fr} - M_V \\
 3) \quad & \text{Diferencia: } 4M_{R2} - 4M_{R1} = & \frac{dV}{d\phi} (p_2 - p_1) - M_V
 \end{aligned}$$

$\frac{dV}{d\phi}$: Es el cambio de volumen en la cámara de trabajo con respecto al ángulo de giro de los rotores.

M_V : Par requerido para desplazar la válvula.

En la Figura 71 se muestra los valores de puntos del Par requerido por la válvula para vencer la fricción estática. Para ambos lados, se evidencia que en el inicio de la admisión (2° a 22°), la válvula no requiere la misma energía que para finalizarla (25° a 37°), debido al salto provocado por el contacto entre los bordes del inserto metálico interior ubicado en el puerto hacia la cámara de trabajo (en el cuerpo de la válvula); y los bordes de los orificios del vástago de la válvula.

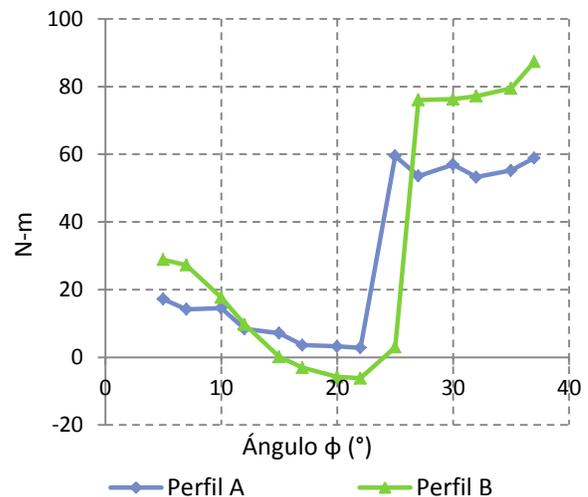


Figura 71. Trabajo requerido por la válvula para producir movimiento inminente

- Las pérdidas: Su comportamiento esta particularmente influenciado por la presión. La diferencia entre los valores de puntos de las pérdidas con válvula (ver Figura 62, Figura 65) y sin válvula (ver Figura 59), indican la energía requerida para producir un movimiento inminente en la válvula y la energía perdida en las fugas (de 0° a 40°). La definición de la diferencia se deriva del balance energético mostrado en las expresiones [XXXIV] y [XXXVIII]:

- 1) Perdidas sin válvula: $4M_{fr} \frac{d\phi}{dt} + (\dot{m} \cdot e)_{FC}$
- 2) Perdidas con válvula: $4M_{fr} \frac{d\phi}{dt} + (\dot{m} \cdot e)_{FC} + (\dot{m} \cdot e)_{FV} + \dot{W}_V$
- 3) Diferencia: $(\dot{m} \cdot e)_{FV} + \dot{W}_V$

$(\dot{m} \cdot e)_{FV}$: Energía en las fugas de la válvula.

\dot{W}_V : Energía requerida por la válvula.

En la Figura 72 se observa que se requiere cierta cantidad de energía en la válvula para iniciar la admisión, la cual va disminuyendo hasta los 22°, donde aumenta súbitamente la energía disipada en la válvula, consecuente con el requerimiento de energía para vencer por el contacto entre los bordes del inserto metálico interior ubicado en el puerto hacia la cámara de trabajo (en del cuerpo de la válvula); y los bordes de los orificios del vástago de la válvula. En el perfil B se nota un pico más pronunciado, que se atribuye a las fugas por la válvula, evidenciadas por el aumento de flujo en la zona de menor presión (ver Tabla 11).

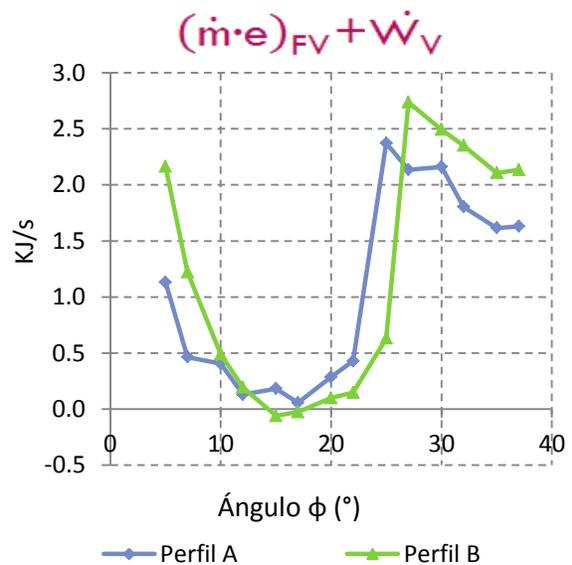
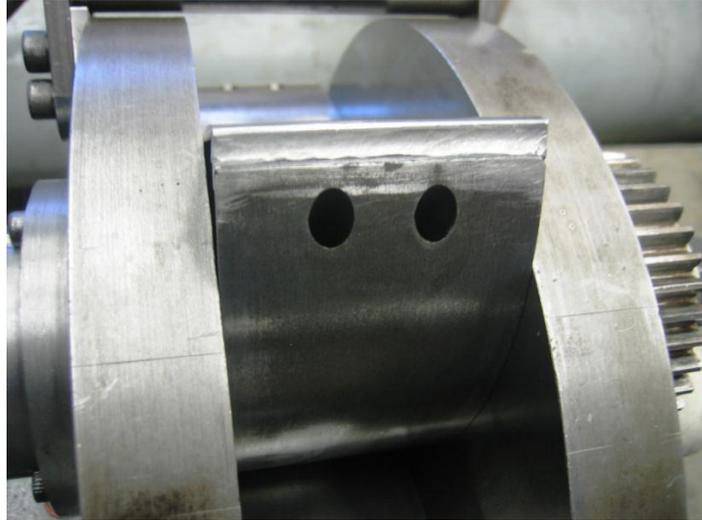


Figura 72. Energía disipada en la válvula

4.4. Prueba estática de movimiento de rotores con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara

Esta prueba se realiza de la misma forma que la prueba descrita en la sección 4.2.1, pero se retiran los sellos de cara y se ponen puntas en aluminio fijas (ver Figura 73). Los registros se toman por separado para cada perfil efectivo de los rotores (ver Figura 54), cuyos resultados se muestran en la Figura 74.



Puntas fabricadas por Alejandro González Calderón en febrero de 2012.
[9][Gonzalez Calderón 2010-2012]

Figura 73. Sellos de punta en aluminio

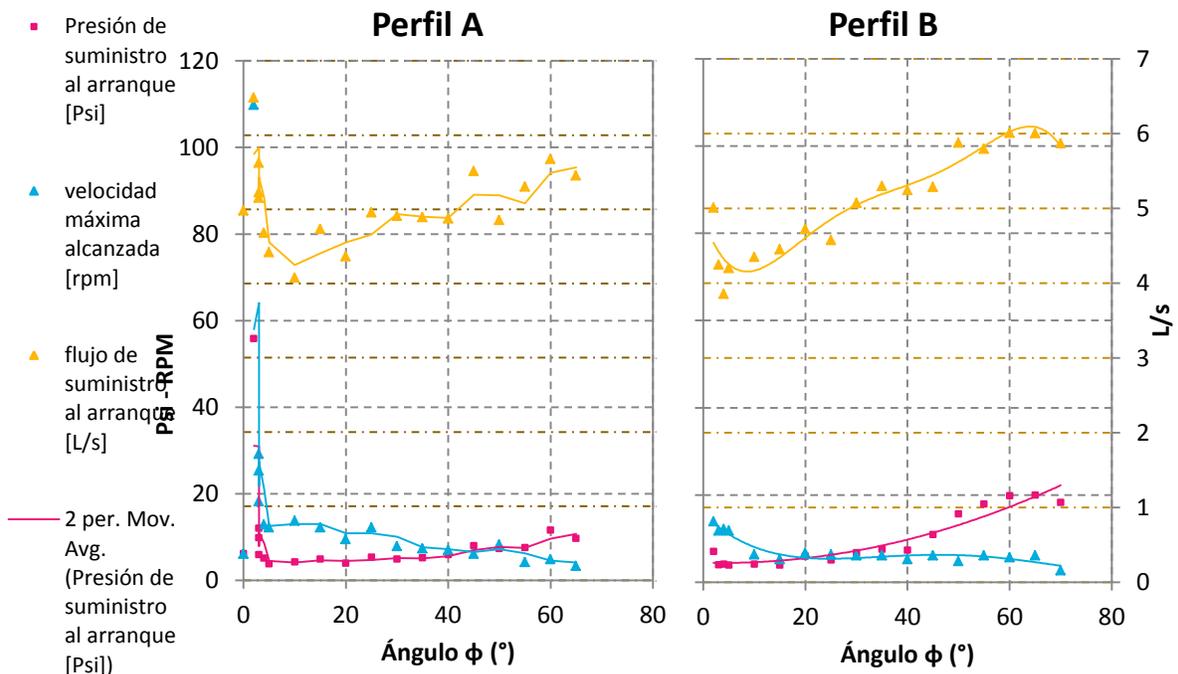


Figura 74. Valores registrados en prueba estática con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara

Esta prueba se hizo bajo las mismas condiciones de la sección “4.2.1. Prueba estática de movimiento de rotores con sellos y sin válvula”: Temperatura promedio del aire de la habitación 16°C (289°K), calor específico C_p constante de 1.0046 KJ/Kg°K, y la densidad

del aire de suministro, ρ_s , se calcula de acuerdo al factor de corrección indicado en la sección 2.4.2.

El balance de energía correspondiente a esta prueba define que:

- El volumen de control es un sistema abierto que comprende la cámara de trabajo.
- La masa de entrada es el aire de admisión \dot{m}_s .
- La masa de salida son las fugas en la cámara de trabajo \dot{m}_{FC} , debidas a la holgura entre las puntas de aluminio con su respectivo perfil; y la holgura entre los rotores y las tapas laterales.
- Se considera un proceso de expansión sin transferencia de calor.
- El trabajo desarrollado es el trabajo requerido para realizar la expansión que ocurre en el movimiento inminente de los rotores $d\varphi/dt$. Teniendo en cuenta las fugas en la cámara,

este trabajo es:

$$[XL] \quad p \frac{dV}{dt} = (\dot{m} \cdot e)_S - (\dot{m} \cdot e)_{FC3}$$

$(\dot{m} \cdot e)_S$: Es la energía en el fluido de suministro. Para hacer un cálculo de la energía por unidad de masa, se asume un flujo uniforme de gas ideal; y se ignora la fricción en la línea de suministro. Se define como:

$$[XLI] \quad (\dot{m} \cdot e)_S = \rho_s \dot{V} \left(C_p T + \frac{V^2}{2} \right).$$

Este cálculo es aproximado porque la presión y el flujo se hicieron aumentar lentamente.

$(\dot{m} \cdot e)_{FC}$: Energía en las fugas de la cámara de trabajo.

- Debido a los efectos de fricción en el mecanismo, el momento neto entregado a cada rotor es M_R , que es el momento producido por la presión sobre cada rotor . Por lo anterior, el trabajo de expansión es

$$[XLII] \quad p \frac{dV}{dt} = 4 \left(M_R \frac{d\varphi}{dt} + M_{fr} \frac{d\varphi}{dt} \right)$$

$M_{fr3} \frac{d\varphi}{dt}$: Es la energía disipada por la fricción en los rodamientos del eje; y en el contacto con el engrane que sincroniza al rotor. Esta energía se puede traducir en un momento de fricción que detiene el movimiento inminente $d\varphi/dt$ de los rotores.

Por las relaciones anteriores, se concluye que:

$$[XLIII] \quad (\dot{m} \cdot e)_S = 4 \left(M_R \frac{d\varphi}{dt} + M_{fr3} \frac{d\varphi}{dt} \right) + (\dot{m} \cdot e)_{FC3}$$

Con la relación anterior, se pudo obtener la cantidad de energía que se pierde en fugas de la cámara, en la fricción de los rodamientos del eje y en el contacto con el engrane que sincroniza a los rotores en un estado estático. Los resultados se muestran en la Figura 75.

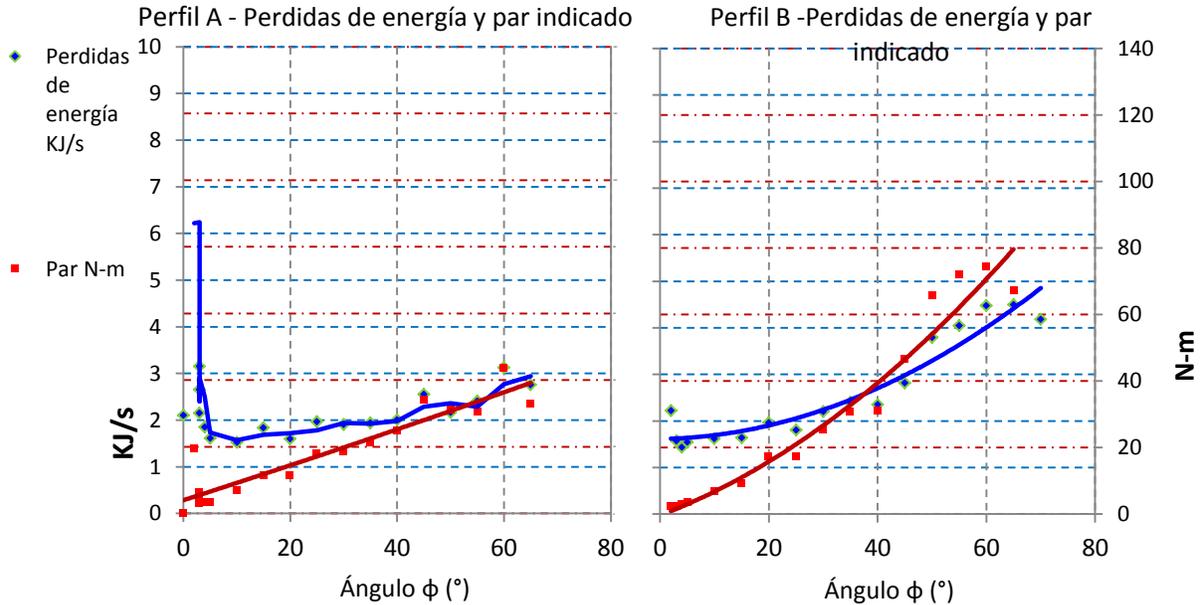


Figura 75. Pérdidas de energía en prueba estática con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara

4.5. Análisis de la prueba de la sección 4.4.

La prueba realizada al Expansor sin sellos de cara y con puntas de aluminio que no tienen contacto ajustable, se puede utilizar como base para evaluar un sistema de sellos. En esas condiciones, el Expansor vence su propia inercia y la fricción ofrecida por el sistema de engranes y los elementos internos de los rotores. El sellado se reduce de tal forma que se pueda generar expansión, teniendo en cuenta que las fugas aumentan.

4.5.1. Análisis de los valores de puntos registrados en la prueba - Figura 74 -

a. Antecedentes - Comportamiento entre perfiles de los rotores:

Al observar las mediciones de presión, flujo y RPM (para los perfiles A y B de los rotores, Figura 74), no se identifican elementos evidentes comparativos entre ambos perfiles. La presión y el flujo tienen valores de puntos consistentes que van en aumento a partir de una posición ϕ que está entre los 5° y 10° . Los valores de puntos de las RPM comienzan a disminuir levemente a partir de estas posiciones.

La comparación del perfil B con respecto al perfil A, en los valores de puntos de presión, flujo y RPM se muestran en la Figura 76.

En la Figura 76 se muestra que el perfil B requiere más presión y suministro de aire que el perfil A, para producir movimiento en los rotores; sin embargo, el movimiento (RPM) producido en B es menor que el que se produce en A. Lo anterior confirma varias de las deducciones descritas en la Tabla 11 de la sección "4.3.1. Análisis de los valores de puntos registrados en las pruebas".

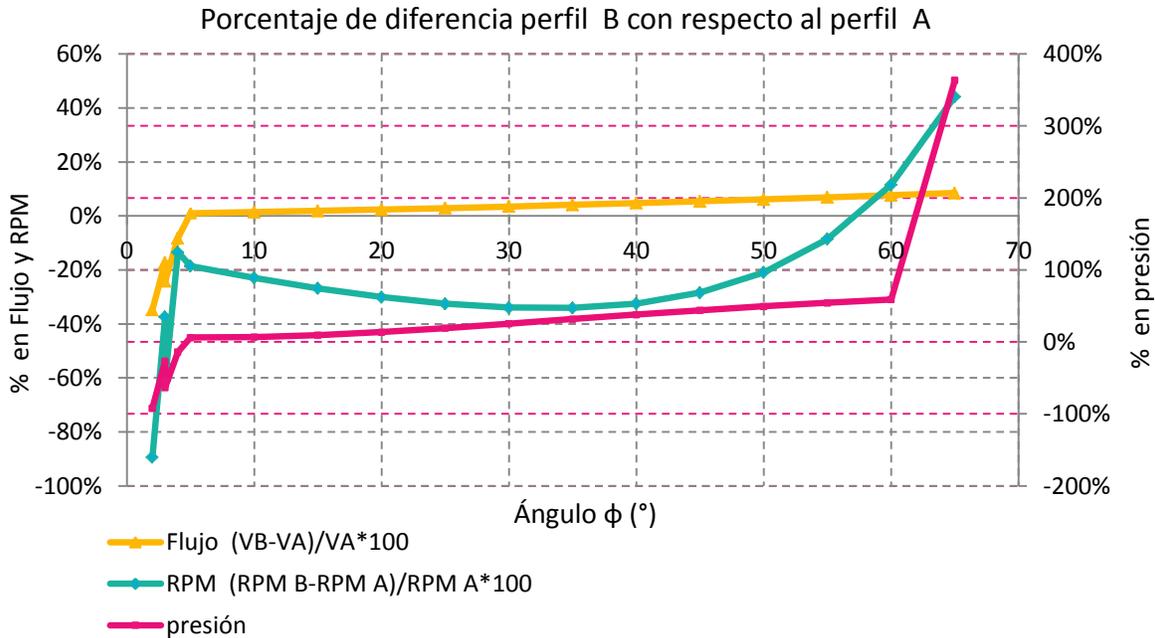


Figura 76. Comparación de presión, flujo y RPM; del perfil B con respecto al perfil A en los rotores. Prueba estática de movimiento de rotores con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara

Para empalmar las conclusiones de la Tabla 11 con las conclusiones derivadas de la prueba de la sección “4.4. Prueba estática de movimiento de rotores con puntas en aluminio, sin válvula y sin sellos de cara”, se emplearon colores que las relacionan entre sí:

- Los valores de puntos con tendencia semiparabólica de la presión y el flujo (Prueba 4.2.1, sin válvula, Figura 58), para ambos perfiles, se deben al contacto de los sellos de punta con los perfiles. Lo anterior se verificó teóricamente al comparar con los valores de puntos de la fuerza de fricción en los sellos de punta (ver Figura 69), las cuales también son semiparabólicas. Experimentalmente, una prueba con ausencia de sellos de punta y con un comportamiento diferente en la presión comprobaría el efecto de los mismos. En la prueba de la sección 4.4., las puntas en aluminio tienen una holgura promedio de 0.4 mm con el perfil correspondiente, por lo que no hay contacto directo. Los valores de puntos de la presión y el flujo para este caso es lineal y va aumentando (ver Figura 74).

- Los valores de puntos de presión y flujo del perfil B con respecto a las del perfil A (Prueba 4.2.1, sin válvula) son más altos. En la prueba de la sección 4.4 ocurre la misma situación (ver Figura 76). Esto confirma hay una diferencia geométrica identificable en la cavidad para los sellos de punta.

- Para ambos perfiles (Prueba 4.2.1, sin válvula, Figura 58), el movimiento inminente (medido como velocidad angular en RPM) producido al vencer la fricción estática, disminuye a medida que aumenta el ángulo de giro de los rotores. En la prueba de la sección 4.4 ocurre la misma situación (ver Figura 74), pero con pendiente menor. Lo anterior solo evidencia que la capacidad de expansión, y por ende, la capacidad de entregar más par, disminuye a medida que aumenta la posición ϕ . Sin embargo, en la

Figura 76 se evidencia que el perfil B ofrece mayor resistencia al movimiento porque requiere más presión y suministro de aire, pero el giro producido es menor que el del perfil A.

4.5.2. Análisis de los valores de puntos de los resultados de las pruebas
- Figura 75 -

a. Antecedentes - Comportamiento del momento y de las pérdidas:

- El momento: Al igual que en la prueba de la sección 4.2.1, el momento resultante M_R teóricamente es proporcional a la presión y depende de la posición de los rotores. En los resultados de la prueba 4.4 (ver Figura 75), se pudo observar que para ambos perfiles el momento aumenta con el ángulo, sin verse particularmente afectado por los valores de puntos levemente ascendentes de la presión. Este comportamiento se presentó de forma similar en la prueba de la sección 5.2.

La diferencia entre los valores de puntos del momento M_R , con respecto al ángulo de giro (de 0° a 65°), indica el trabajo de expansión requerido para vencer la fricción que presentan los sellos de punta y los sellos de cara utilizados en la prueba 4.2.1. Lo anterior se deriva de las definiciones para el trabajo de expansión en la cámara, mostradas en las expresiones [XXXIII] y [XLII]:

$$1) \text{ Prueba 4.2.1: } p_1 \frac{dV}{dt} = 4 \left(M_{R1} \frac{d\phi}{dt} + M_{fr1} \frac{d\phi}{dt} \right) \rightarrow 4M_{R1} = p_1 \frac{dV}{d\phi} - 4M_{fr1}$$

$$2) \text{ Prueba 4.4: } p_3 \frac{dV}{dt} = 4 \left(M_{R3} \frac{d\phi}{dt} + M_{fr3} \frac{d\phi}{dt} \right) \rightarrow 4M_{R3} = p_3 \frac{dV}{d\phi} - 4M_{fr3}$$

$$3) \text{ Diferencia: } 4M_{R1} - 4M_{R3} = \frac{dV}{d\phi} (p_1 - p_3) - (4M_{fr1} - 4M_{fr3})$$

$\frac{dV}{d\phi} (p_1 - p_3)$: Es el trabajo de expansión realizado por el Expansor con sellos con respecto al mecanismo en condiciones de la prueba 4.4.

$\left[4M_{fr1} \frac{d\phi}{dt} - 4M_{fr3} \frac{d\phi}{dt} \right]$: Son las pérdidas por fricción de los sellos de cara y los sellos de punta, utilizados en la prueba 4.2.1.

En la Figura 77 se muestra los valores de puntos del trabajo requerido por los rotores para vencer la fricción que presentan los sellos de punta y los sellos de cara utilizados en la prueba 4.2.1 comparado con un mecanismo con un sistema sin sellos (prueba 4.4.), para producir movimiento inminente. Se evidencia que el perfil B requiere más trabajo de expansión para vencer la fricción de sus sellos en la prueba 4.2.1 que el perfil A. Esto significa que el par entregado por el Expansor, en un funcionamiento continuo, es diferente para cada perfil activo.

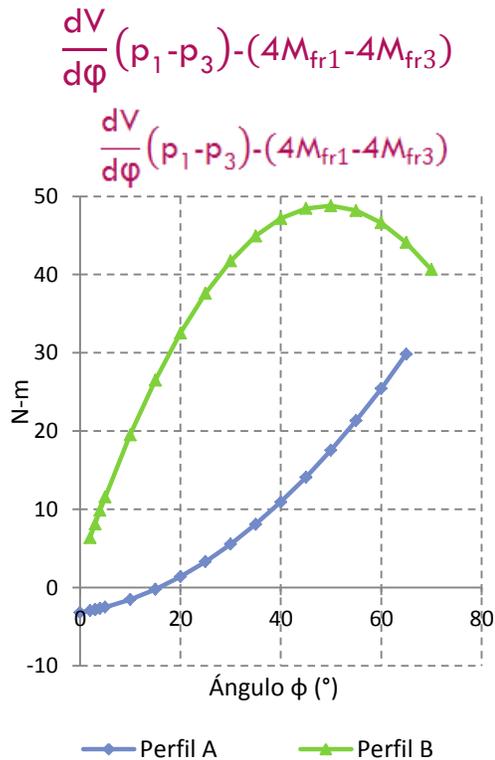


Figura 77. Trabajo requerido por los rotores para vencer la fricción que presentan los sellos de punta y los sellos de cara utilizados en la prueba 4.2.1, para producir movimiento inminente

- Las pérdidas: En la prueba 4.4., el comportamiento de los valores de puntos de las pérdidas se ve tentativamente influenciado por el flujo (ver Figura 74 y Figura 75). La diferencia entre los valores de puntos de las pérdidas, entre las pruebas de las secciones 4.2.1 y 4.4, indica la energía disipada por un sistema sellado en las condiciones de la prueba 4.2.1, con la energía en fugas mínima para que se pueda producir un movimiento:

1) Pérdidas en prueba 4.2.1: $4M_{fr1} \frac{d\phi}{dt} + (\dot{m} \cdot e)_{FC1}$

2) Pérdidas en prueba 4.4: $4M_{fr3} \frac{d\phi}{dt} + (\dot{m} \cdot e)_{FC3}$

3) Diferencia: $\left[4M_{fr1} \frac{d\phi}{dt} - 4M_{fr3} \frac{d\phi}{dt} \right] + [(\dot{m} \cdot e)_{FC1} - (\dot{m} \cdot e)_{FC3}]$

$\left[4M_{fr1} \frac{d\phi}{dt} - 4M_{fr3} \frac{d\phi}{dt} \right]$: Son las pérdidas por fricción de los sellos de cara y los sellos de punta, utilizados en la prueba 4.2.1.

$[(\dot{m} \cdot e)_{FC1} - (\dot{m} \cdot e)_{FC3}]$: Energía que se pierde en fugas del Expansor sellado (prueba 4.2.1) con respecto a un Expansor sellado en lo mínimo para que pueda seguir produciendo movimiento.

En la Figura 78 se observa que el perfil B está más sellado que A, ofreciendo mayor resistencia al movimiento. El perfil A no opone mucha resistencia pero tiene más fugas.

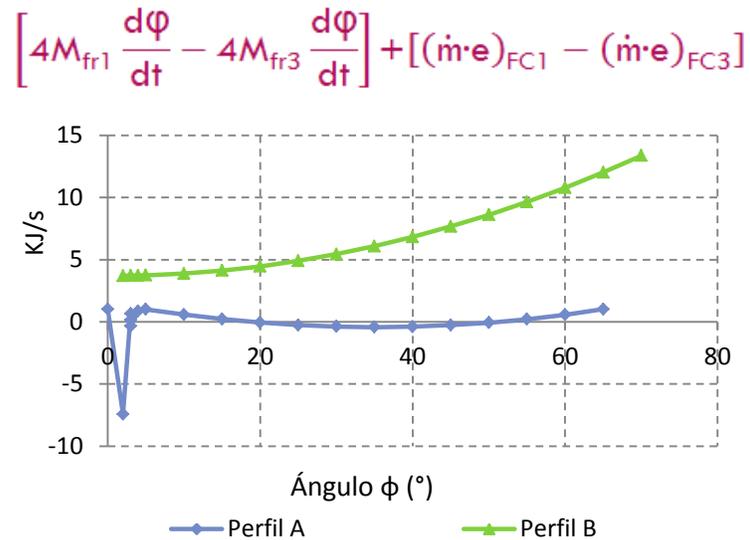


Figura 78. Energía disipada por un sistema sellado en las condiciones de la prueba 4.2.1, con la energía en fugas mínima para que se pueda producir un movimiento

4.6. Conclusiones

- El sistema de sellado utilizado en la sección 4.2.1 opone más resistencia al movimiento (Figura 78) pero permite un mayor trabajo de expansión (Figura 77).
- El par requerido por la válvula en condiciones estáticas es mayor que el par en condiciones dinámicas hasta las 1000 RPM, ya que los resultados obtenidos en la prueba de la sección “4.3.2. Análisis de los valores de puntos de los resultados de las pruebas” son mayores a los obtenidos en la prueba de la sección “4.1. Pérdidas por fricción dinámica en la válvula de admisión”.
- El par que entregaría el Expansor no sería similar entre ciclos de perfiles efectivos, pues hay diferencias identificables en su comportamiento.
- Los elementos internos del cuerpo de la válvula presentan obstáculos claros que son muy notables en las pruebas estáticas y generan efectos bruscos por fricción. En un movimiento continuo este efecto puede ser mitigado pero introduciría algo de “ruido” en la medición de la presión en la cámara de trabajo.

CONCLUSIONES GENERALES

- Se realizó un sistema de adquisición que permitiera visualizar y ajustar la escala de las seis mediciones que se requieren para determinar las características de operación del Expansor (mediciones de par, régimen de velocidad, presiones de admisión y en la cámara de trabajo; consumo de fluido y posición del eje de potencia). Hubo dificultades para que este sistema fuera óptimo para realizar pruebas con una amplia escala de presión (100 psi a 400 Psi) debido al retardo que presentaba el equipo de cómputo que se estaba utilizando, lo que agotaba el suministro de aire y no se lograban obtener pruebas satisfactorias. El sistema sirvió para realizar las pruebas estáticas que se requirieron para evaluar un sistema de sellos y el último diseño de la válvula de admisión.
- Con las pruebas realizadas en el capítulo 4 se elaboraron gráficas que permitieron evaluar el comportamiento de un sistema de sellado y de la válvula de admisión con respecto al ángulo de giro de los rotores, desde el punto de vista de presión, flujo de aire y RPM alcanzadas en el movimiento inminente de los rotores. Las conclusiones específicas a partir de las gráficas, se presentan en las secciones “4.3. Análisis de las pruebas de la sección 4.2.” y “4.5. Análisis de la prueba de la sección 4.4.”.

Los aspectos técnicos que se tuvieron que enfrentar para poder realizar mediciones preliminares a las presentadas en esta tesis, servirán como herramienta e información para un trabajo posterior donde se podrá analizar el desempeño del Expansor para funcionar como un motor conectado directamente a una fuente de gas comprimido; o para recuperar la energía mecánica de algún sistema o proceso cuyo sobrante sea un gas residual a presión. El mecanismo del Expansor es atractivo como motor de desplazamiento positivo por la posibilidad de ser, como en el caso del motor Wankel, un motor más compacto que uno recíprocante de dos y cuatro tiempos; sin embargo, es necesario seguir atacando las deficiencias en el flujo durante la admisión. Como se pudo evidenciar en el capítulo 4, las pérdidas de energía se deben en su mayor parte a las fugas. Durante todo el trabajo realizado no se pudo obtener una potencia cercana a la potencia indicada, por lo que aún se está trabajando en rotores y sellos con nuevo diseño.

RECOMENDACIONES

Se debe optimizar el método de adquisición para poder medir simultáneamente las dimensiones requeridas para realizar pruebas de desempeño, las cuales eran el propósito inicial de este trabajo.

El objetivo del sistema de adquisición propuesto en el capítulo 4 es correlacionar de una forma más rápida y precisa todas las mediciones con respecto a la posición angular (φ) de los rotores. Al principio se hacía la aproximación de la posición (φ) por medio de las RPM, con respecto a un punto de referencia en el disco opto-lector (ver sección 4.1.7.), pero no había mucha precisión, por lo que finalmente se segmentó el disco del opto-lector en rangos de ángulos que identificaran zonas de comportamiento especiales del Expansor (inicio y fin de admisión, cambio de perfil activo de los rotores, movimientos críticos en la válvula, etc). Aunque se obtienen datos más precisos, el tiempo de respuesta de la tarjeta de adquisición disponible dificultó esta tarea.

Para el trabajo pendiente, donde se requiere realizar pruebas de desempeño con un rango de presión de admisión mayor a los 200 Psi, el sistema de adquisición será un punto crítico si no se dispone de una fuente prolongada de aire comprimido que proporcione esos valores de presión.

REFERENCIAS

- [1] Antoni, Mànuel. *Instrumentación virtual: adquisición, procesado y análisis de señales*. Barcelona: Ediciones Universidad Politécnica de Cataluña, 2001.
- [2] ASME American Society of Mechanical Engineers. s.f. http://www.asme.org/Communities/History/Resources/Measurement_Apparatus_Testing.cfm.
- [3] Ávila, José Manuel Riesco. *IMT09.06 Motores de Combustión Interna*. Presentación en Microsoft Power Point. Editado por Universidad de Guanajuato. Prod. Departamento de Ingeniería Mecánica. Guanajuato, s.f.
- [4] Balcells, Josep, Francesc Daura, Rafael Esparza, y Ramón Pallás. *Interferencias Electromagnéticas en Sistemas Electrónicos*. Barcelona: Marcombo, S.A., 1992.
- [5] Cengel, Yunus A, y Jhon N Cimbala. *Fluid mechanics: Fundamentals and applications*. Primera. New York: McGraw-Hill, 2006.
- [6] Chicurel-Uziel, Ricardo, Alejandro Gonzalez-Calderon, Ernesto Terrazas-Aguilera, y Javier Naranjo-Chavez. «Sealing system for a rotary expander.» *Mechanism and Machine Theory*, 2010: 1357-1366.
- [7] Dick, Timber, y Corban I Tillemann-Dick. Radial impulse engine, pump, and compressor systems, and associated methods. United States Patente 7,328,672. 12 de Febrero de 2008.
- [8] EATON Corporation. «Dynamatic series.» *Eddy-current Absorption dynamometers catalog*. n° Mayo. Kenosha, EUA, 1980.
- [9] Gonzalez Calderón, Alejandro. «Tesis de doctorado: Investigación teórica-experimental de un motor rotatorio de desplazamiento positivo.» *Comentarios de Tutoría*. México D.F.: Instituto de Ingeniería, UNAM, 2010-2012.
- [10] Kosheleff. Patrick A. United States Patente 4,487,176. 11 de Diciembre de 1984.
- [11] Levine, W. S. *The control handbook*. Boca Raton, FL, EEUU: CRC Press, 1996.
- [12] Maloney, Timothy J. *Electrónica industrial moderna*. Edo. de México: Pearson Educación, 2006.
- [13] Meyer, Stuardt L. *Data analysis for scientists and engineers*. N.Y.: John Willey & Sons, Inc., 1975.
- [14] Mitsuru Fujiwara, Ibaraki, Atsugi Akira Suzuki, y Ibaraki Riichi Uchida. Screw fluid machine with high efficiency bore shape. United States Patente 4,963,079. 16 de Octubre de 1990.
- [15] Montgomery, Douglas C, y George C Runger. *Applied statistics and probability for engineers*. 3rd. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2003.

- [16] Ordeñana, Ing. Alejandro Flores. «Electrónica Industrial, Apuntes de Clase.» Posgrado en Ingeniería, UNAM, Septiembre de 2010.
- [17] Pallás Areny, Ramón. *Sensores y Acondicionadores de Señal*. 4ta. Barcelona: Marcombo Boixareu Editores, 2003.
- [18] Ricardo, Chicurel. «Máquinas de desplazamiento positivo: Muchos conceptos, pocas realizaciones .» *Ciencia*, 1982: 199-206.
- [19] Silva, Ana Elisa, y Eduardo Vega. «Análisis Estadístico y Diseño de Experimentos.» *Apuntes de clase*. México D.F.: Maestría en Ingeniería UNAM, agosto de 2010.
- [20] Wankel, Felix. Rotary Piston Machines. United States Patente 2,988,008. 13 de Junio de 1961.
- [21] Zilinsky, Aharon. Rotary machine. United States Patente 4,456,441. 26 de Junio de 1984.
- [22] Zniszczyński, Andrzej. Maszyna wyporowa z komora robocza o cyklicznie zmiennej objetosci. Rzeczpospolita Polska Patente PL 180998. 6 de Abril de 1995.

ANEXOS

ANEXO 1. Rotary Expander for Operation with Waste or Solar Derived Heat

13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guzmajuato, México, 19-25 June, 2011

EIM-123

Rotary Expander for Operation with Waste or Solar Derived Heat.

A. González*
 Instituto de Ingeniería,
 Universidad Nacional
 Autónoma de México
 México, Distrito Federal

R. Chicurel[†]
 Instituto de Ingeniería,
 Universidad Nacional
 Autónoma de México
 México, Distrito Federal

E. Terrazas[‡]
 Electroindustrias Delta
 México, Distrito Federal

M. I. Rodríguez[§]
 Instituto de Ingeniería,
 Universidad Nacional
 Autónoma de México
 México, Distrito Federal

Abstract—A rotary expander for operation with steam generated with waste heat or by means of solar energy is being developed at the National Autonomous University of Mexico. The expansion, or work, chamber is the space confined by four identical rotors and two side plates. The rotors turn in the same direction, and at the same speed. They are synchronized by having a gear in each rotor shaft mesh with a centrally located gear in an output shaft. The expansion chamber volume goes through two cycles of change from zero to maximum and back to zero in each revolution. A pressure balanced valve allows high pressure work fluid to enter the work chamber and expand until exhaust is initiated through ports in the rotors. Preliminary tests using compressed air are described, and results presented.

Keywords: Expander, Rotary engines, Waste heat, Rankine cycle .

I. Introduction

The search for efficient and practical means of producing mechanical power from waste heat or heat derived from renewable sources, has become a matter of urgency. A most popular approach is by way of a Rankine cycle system in which high pressure steam, or an organic vapor, is expanded in a turbine or a positive displacement engine, which can be of the reciprocating piston type or a rotary expander. The virtues and disadvantages of each of these are quite well known. The positive displacement machines are generally better suited to small installations and to unsteady supply of working fluid. Of these, the piston engine has had a long period of existence and evolution. On the other hand, in the last four decades, the increased awareness of the need to conserve energy has resulted in a growing interest in rotary engines because of their capability of operating at higher speeds, of being

simpler and of running smoothly with little vibration. Ref [1] is an example of early research in this area.

Preliminary work on a rotary expander of novel design was carried out during the 1970's at the Engineering Institute of the National University of Mexico [2, 3]. A number of prototypes were built at that time. The authors have not found any references of previously built machines of similar design although the basic configuration of the engine appears in some early patents [4-7]. Such basic configuration is embodied in compressor prototypes under development by Zniszczynski [8].

An improved version of the expander, called the UNAM engine, is being developed at present. One of the important objectives of this project is the introduction of appropriate seals, absent in the original version of the expander, to limit the leakage from the work chamber. A description of the seals and of the results of theoretical and experimental determinations of their frictional losses are described in [9]. Another objective of the ongoing project is the development of a pressure balanced valve to control admission of the high pressure working fluid to the expansion chamber. A discussion of this valve is presented in this paper. Also presented here are some results of tests of the expander using compressed air. These provide preliminary information on aspects of the expected performance of this machine.

II. Principle of operation.

In the UNAM engine, there are four identical rotors that turn in the same direction and at the same speed. The expansion chamber is confined by the rotors and two side plates. Fig. 1 is a photograph of the engine with a side plate removed. Not shown is the means of synchronizing the motion of the rotors, which consists of a gear in a centrally located output shaft meshing with a gear in each rotor shaft. As the rotors turn, the volume of the work chamber goes through two cycles of change from zero

*alex_ozomatl@yahoo.com

[†]RChicurel@ingen.unam.mx

[‡]etamatic@hotmail.com

[§]isabelma2@yahoo.com

(designated as top dead center) to maximum (designated as bottom dead center) and back to zero. About 5° after top dead center, high pressure fluid is admitted through a central port in one side plate. The flow is cut off after a further angular displacement of the rotors of about 30° , after which point an expansion phase of about 40° takes place. The expansion phase ends as ports in the rotors allow the expanded working fluid to be discharged through passages leading to the exterior of the work chamber. The discharge phase ends when top dead center is reached again. The sequence is depicted in Fig. 2 by means of photographs of the engine.

From kinematical considerations, it is found that the rotor flanks must have a profile that is a 90° arc of radius equal to one side of the square determined by the rotors' axes. In the UNAM prototype engine, that distance is 107 mm.

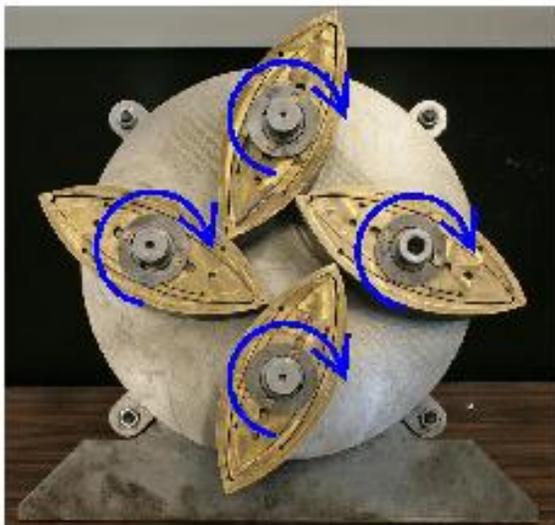


Fig. 1. UNAM engine prototype with one side plate removed



Fig. 2. Engine operating sequence. (a) start of admission, (b) near end of expansion, (c) exhaust in progress, (d) end of exhaust

III. Seals

Each rotor of the UNAM engine is equipped with two apex seals situated at the rotor tips. Each one of these apex seals makes contact with the flank of a neighboring rotor. Also, each rotor requires two side seals that fit in recesses on its faces. A detailed description of both types of seals and the criteria for their design are given in [9]. The seals that are currently used in the engine prototype are made out of lead bronze. With these, motoring tests were performed to determine the frictional losses of each type of seal and of the gears and bearings [9].

IV. Balanced Valve

A reciprocating balanced valve is used in the UNAM engine to allow high pressure fluid to be admitted to the expansion chamber twice per revolution. The valve plunger is driven by a crank at the end of the shaft of one of the rotors through a connecting rod. Fig. 3 is a photograph of the valve and Fig. 4 is a schematic diagram. In Fig. 4, the valve housing is shown sectioned longitudinally.

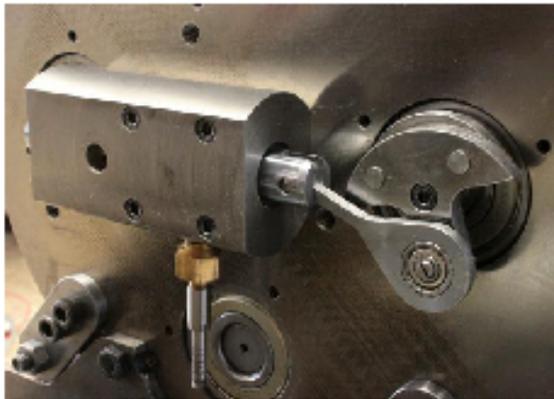


Fig. 3. Admission valve.

High pressure fluid enters the valve through an orifice on the upper side and leaves through an orifice on the bottom side wherefrom it flows into the engines expansion chamber. The plunger is essentially a tube closed at both ends, so that there is no resultant force due to the internal pressure. Inflow and outflow passages in the housing lead respectively to and out of annular cavities surrounding the plunger. Ports in the plunger coincide with the cavities twice per revolution of the engine, allowing flow through the valve. The annular cavities ensure that there are no resultant radial forces on the plunger. Not shown are three PTFE ring seals located in annular recesses in the housing.

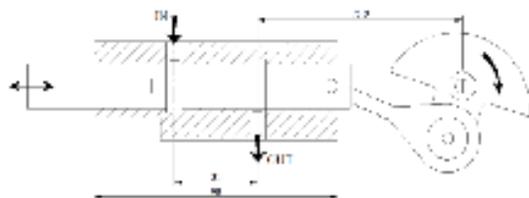


Fig. 4. Schematic diagram of balanced valve.

A requirement in the design of the valve is that the start of admission when the plunger is moving to the right occur exactly 180° after the corresponding point when the plunger is moving to the left. Following is the derivation of a relationship to ensure compliance with this requirement. Referring to the diagram of Fig.5, the plunger is shown at the instant when opening starts as the plunger is moving to the left and the crank is in position 1. One of four square shaped radial holes for admission around the periphery of the plunger is shown. The annular groove shown has a width equal to one side of those holes. As is apparent from the diagram, admission

cut-off occurs when the crank reaches position 2. The plunger displacement between these two events is 2a. It is also apparent that, as the plunger moves to the right, the valve remains open as the crank moves from position 3 to position 4, which points are the reflections of points 2 and 1 respectively.

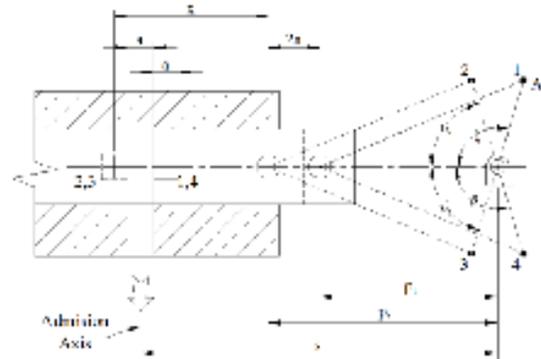


Fig. 5. Valve diagram showing the two positions corresponding to start of admission

Then, in order to satisfy the required condition, one must have:

$$\theta_1 + \theta_2 = 180^\circ \tag{1}$$

Referring again to Fig. 5, it may easily be shown that

$$p_1 = r \cos \theta_1 + \sqrt{1 - (r/l)^2} \sin^2 \theta_1 \tag{2}$$

where r and l are the crank and connecting rod lengths respectively. It is also seen that

$$p_2 - p_1 = 2a \tag{3}$$

From Eq. (1), it follows that:

$$\sin \theta_2 = \sin \theta_1, \tag{4a}$$

$$\cos \theta_2 = -\cos \theta_1 \tag{4b}$$

Combining Eqs. (2), (3) and (4), and simplifying one arrives at

$$\cos \theta_2 = \frac{a}{r} \tag{5}$$

Also from Fig. 5, it is seen that

$$x = s + a \cdot p_2 \quad (6)$$

From Eq. (6), one can determine the required value of the distance, x , between the admission ports and the point of attachment of the connecting rod to the plunger. In the case of the engine prototype, $a = 5.5$ mm, $r = 19.2$ mm, $s = 75.9$ mm. Applying Eqs. (1), (2), (5) and (6), one obtains $\beta_2 = 73.355^\circ$, $\beta_1 = 106.647^\circ$, $x = 32.65$ mm.

V. Preliminary tests

The engine prototype was instrumented in preparation to run dynamometer tests. The instrumentation includes two pressure transducers: one static to monitor the supply pressure and one dynamic to register the pressure inside the expansion chamber, a flow meter placed in the line delivering compressed air to the engine, a tachometer, and an optical sensor to provide signals at top and bottom dead centers. A load cell to determine the brake torque delivered to an absorption dynamometer was installed, but has not yet been calibrated with the required precision so, despite the fact that a resisting torque was applied in the tests, the output power was not determined. The indicated power, based on the expansion chamber pressure-time records, was determined. The ideal cycle power was calculated on the basis of a constant pressure during admission followed by an isentropic expansion ending at the start of exhaust.

Results of a dynamometer run at a low speed are shown in Fig. 6. From the data collected and the known relation between chamber volume and angular shaft position, pressure-volume curves, shown in Fig. 7, were obtained for the two impulses occurring in a typical one-revolution cycle. In these calculations, the speed variation during the cycle was taken into account. The resulting indicated power is 3.92 kW. The corresponding ideal cycle power is 4.93 kW.

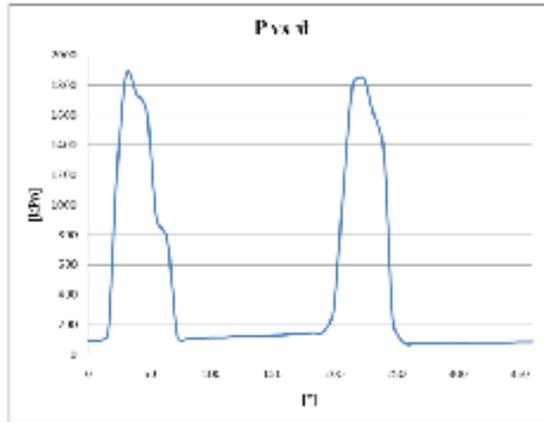


Fig. 6. Diagram P vs θ

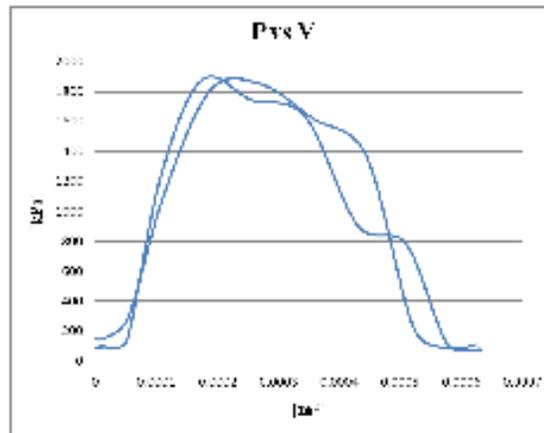


Fig. 7. Diagram P vs V

VI. Conclusions

The development of a rotary expander, known as the UNAM engine, has proceeded to the stage of preliminary testing of a prototype with compressed air as the work fluid. Two of the most serious challenges of the project were the design of seals to minimize leakage from the work chamber, and the design of a pressure balanced valve to control the flow of work fluid into said chamber. Seemingly satisfactory solutions have been found for both problems, although a final conclusion on this matter can only be made after the completion of future extensive testing covering the expected range of speeds and power output, first with compressed air and later with steam. The fact that an experimentally determined value of indicated power turned out to be 79.5% of the power based on the ideal cycle, is gratifying.

References

- [1]. Robinson, F. J. , "Performance Test on the RL-1 Trochoidal Expander", Proceedings Fourteenth Intersociety Energy Conversion Engineering Conference", Boston, Mass., Aug., 1979, pp. 1991-1997.
- [2]. Chicural, R., "Development of a Novel Rotary Engine", Proceedings Eleventh Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, , Stateline, Nevada, pp. 73-79, sept. 1976.
- [3]. Chicural, R., "Rotary Expander for a Solar Thermo Mechanical Conversion System", Proc. Silver Jubilee Congress International Solar Energy Soc., Atlanta, May-June, 1979, pp 1507-1510.
- [4]. Homan, W. A., "Rotary Engine", U.S. patent no. 1,349,882, Aug., 1920.
- [5]. Hopkins, M. S., "Rotary Engine", U.S. patent no. 2,097,881, Nov., 1937
- [6]. Wise, R. H., and Walters, J. D., "Rotary Pump", U.S. patent no. 3,234,888, Feb., 1966
- [7]. Campbell, Jr., D. K., "Positive Displacement Internal Combustion Engine", U.S. patent no. 3,439,654, April, 1969
- [8]. Zmiszczyński, A., "Displacement Machines with Four Parallel Synchronous Rotors", Mechanism and Machine Theory v.44, n. 9, 2009, pp.1677-1688
- [9]. Chicural, R., Gonzalez, A., Terraza, E., Naranjo, J., "Sealing System for a Rotary Expander", Mechanism and Machine Theory, v. 45, n. 9, September 2010, Pages 1357-1366

ANEXO 2. Sealing system for a rotary expander

Mechanism and Machine Theory 45 (2010) 1357–1366



Contents lists available at ScienceDirect

Mechanism and Machine Theory

journal homepage: www.elsevier.com/locate/mechmt

Sealing system for a rotary expander

Ricardo Chicurel-Uziel^{a,*}, Alejandro Gonzalez-Calderon^a,
Ernesto Terrazas-Aguilera^b, Javier Naranjo-Chavez^c^a Instituto de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad Universitaria, Coyoacán, 04510 México, D.F., México^b Electroindustrias Delta, S.A. de C.V., Canal de Garay 93, Col. Jose Lopez Portillo, Iztapalapa, 09920, México, D.F., México^c Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico, Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad Universitaria, Coyoacán, 04510 México, D.F., México

ARTICLE INFO

Article history:

Received 12 June 2009

Received in revised form 26 March 2010

Accepted 31 March 2010

Available online 1 June 2010

Keywords:

Apex seals

Side seals

Face seals

Rotary engines

ABSTRACT

A sealing system for a rotary expander is described. In this machine, the work chamber is bound by four identical rotors and two side plates. The rotors turn at the same speed and in the same direction. Each rotor requires two apex seals and two side seals. Configurations for the apex and side seals were arrived at on the basis of the particular requirements of the engine, not encountered in other types of rotary engines. The apex seals come in contact with one another at certain points and a smooth passage past each other is required. The side seals run along the edge of the rotors rather than some distance in. Apex and side seals of novel design were built and subjected to preliminary testing in the engine operating with compressed air. No significant problems were encountered. The performance of the sealing system appears to be satisfactory in the case of seals made out of lead bronze. Carbon filled PTFE seals are to be tested in the next phase of the development program.

© 2010 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

The expander to which this paper refers is shown schematically in Fig. 1. In this machine, an expansion chamber is bound by four identical rotors and two side plates which are not shown. The rotors turn at the same speed and in the same direction causing the chamber volume to vary from zero to a maximum value and back to zero twice in each revolution. The zero volume and maximum volume conditions will be referred to as “top dead center” and “bottom dead center” respectively, by analogy to a piston engine. Synchronization of the mechanism is achieved by having a gear in each rotor shaft mesh with a gear in a centrally located output shaft. High pressure steam, or other working fluid, is admitted through a centrally located port in one side plate. A valve mechanism, not shown, controls the beginning and cut-off of the admission period. The expanded fluid is exhausted through radial passages in the rotors when the chamber volume decreases.

A number of patents for internal combustion engines based on variations of this concept have been issued at various times [1–4]. Of these, Campbell's patent [4] is the only one claiming an engine with rotors equipped with apex seals, although these are not described in any detail.

Early work on the expander at the Engineering Institute of the National University of Mexico (UNAM) was carried out in the 1970s. One of the authors of this paper experimented with both an internal combustion Otto cycle engine version and a steam engine, or Rankine cycle expander [5–7]. Prototypes built at that time did not have seals for suppressing leakage from the expansion chamber. The challenge of designing suitable seals was not confronted until 2005, at which time the project was revived as a result of renewed interest in solar and other renewable energy sources, as well as waste heat utilization demanding efficient expanders. The expectation of high efficiency of the UNAM engine rests mainly on the capability of high expansion ratios and on

* Corresponding author. Tel.: +52 55 5623 3690; fax: +52 55 5623 3600x8051.

E-mail addresses: rcu@pumas.ii.unam.mx (R. Chicurel-Uziel), alex_ozomatl@yahoo.com (A. Gonzalez-Calderon), etamatic@hotmail.com (E. Terrazas-Aguilera), javier.naranjo@ccadet.unam.mx (J. Naranjo-Chavez).

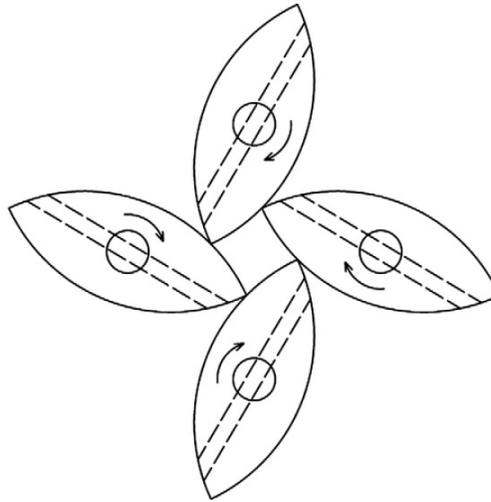


Fig. 1. Schematic diagram of rotary expander.

low frictional losses inherent in the mechanism. The possibility of operating the expander with the products of the catalytic dissociation of high concentration hydrogen peroxide (water steam and oxygen), is being studied [8].

Only very recently the authors became aware of the work of A. Zniszcynski in Poland, who has studied the same basic mechanism on which the expander treated in this paper is based. Zniszcynski has introduced interesting novel ideas resulting in two quite different compressor designs [9]. His approach to the leakage problem is to minimize clearances between the rotors and between these and the side plates. This alternative to the use of seals, which of course requires very precise dimensional control of the components, is less suitable for an expander, where higher pressures and temperatures than in a compressor are generally encountered.

2. Work cycle

The work cycle of the engine is illustrated in the sequence of Fig. 2. In 2(a), the rotors are shown in a position just past top dead center, coinciding with the start of admission of high pressure steam through a port in the center of one side plate. Steam cut-off occurs after further rotation of the rotors followed by an expansion phase terminating at 2(b), which corresponds to the moment in which exhaust ports in the rotors pass into the expansion chamber allowing the expanded steam to flow out through passages in the rotors themselves. 2(c) depicts the engine configuration at maximum chamber volume. After a further 90° rotation of the rotors, the exhaust phase is completed as the chamber volume becomes zero, as shown in 2(d). A few degrees of rotation later the position depicted in 2(a) is reached once more, ending one work cycle in one half revolution of the rotors.

3. Seals

The basic considerations in designing seals for the UNAM engine were: to provide effective and reliable sealing of the working chamber with minimum frictional power loss and minimum seal wear. Each rotor requires apex seals and side seals. Fig. 3 is a simplified, exploded view of a rotor and one seal of each kind. Following is a discussion of both of these.

3.1. Apex seals

A major concern in the design of the apex seals is how to ensure a smooth passage of the rotor tips past each other at top and bottom dead centers. Another important consideration is minimizing the force, arising from the gas pressure, tending to push the seals into their grooves. With this in mind, the design depicted in Figs. 3 and 4 was arrived at. As can be seen, the groove for the seal in the rotor is not centered with respect to the rotor tip, but displaced to the side that faces the working chamber during exhaust. In this manner, the gas pressure during expansion does not act to push the seal in. This may be better understood by referring to Fig. 5, which consists of simplified views of the engine: during expansion at (a), and during exhaust at (b). In the first case, the apex seals' exposed surfaces lie outside the work chamber and thus are not acted on by the pressure within that chamber. In the second case, these surfaces are inside the work chamber when the pressure there is lowest in the cycle, and thus incapable of pushing in the seals.

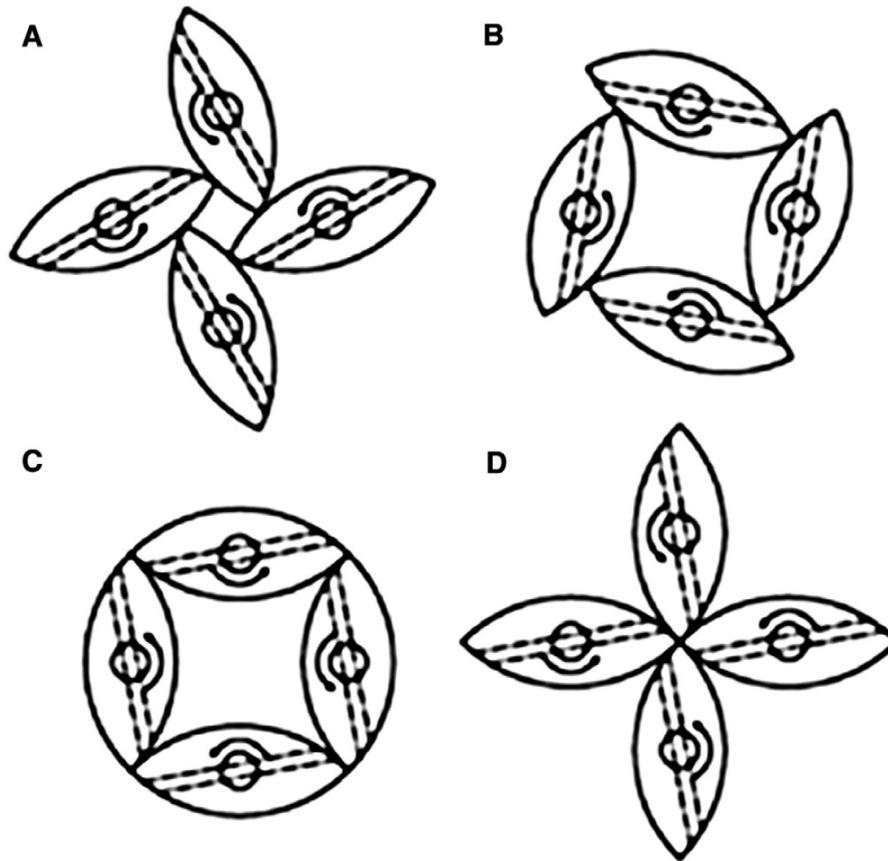


Fig. 2. Expander work cycle.

The angle θ , shown in Fig. 4(A), is made small enough so that the edge “A” of the seal always remains inside the rotor groove, even when the seal is at its maximum outward position, as in Fig. 4(C). Thus, as a seal from a neighboring rotor wipes the rotor flank in a direction towards the rotor tip, it only experiences a slight outward jump with practically no discontinuity in the slope of the surface it wipes.

Centrifugal force acting on the seals is used to provide the required sealing pressure, except for a small contribution from a leaf spring acting on the surface “B”, Fig. 4(A), to ensure sealing when starting up. The outward displacement of the seals in their grooves is limited by means of stops, 10, Fig. 3.

In contrast to the Wankel engine, no provision is made here to incorporate in the apex seal an element to provide sealing with the engine side plates, such as described for example in [10], because, as will be appreciated in the following section, the action of the side seals fully extends to the rotor tips during the expansion phase. Thus, a simple one-piece apex seal design was possible.

3.2. Side seals

In the UNAM engine, the seal between a rotor face and a side plate should ideally run along the edge of the rotor, rather than some distance in, as is the case in Wankel engines. This consideration led to the design depicted in Fig. 3. The side seal is a plate with a beveled rim that fits in a beveled depression in the rotor face. The top surface of the seal contacts the side plate only along the raised narrow peripheral band, 4. The seal also acts as a spring by virtue of the grooves 5–8, which allow it to contract transversely if pushed into the rotor depression against the resistance posed by the beveled seat. This action is illustrated in Fig. 6, which shows a cross-sectional transverse view of a rotor and its side seals. The forces, F , developed at the contacts with the side plates, result in displacements, δ , of the seals' rims. As may be appreciated, the side seals are effective all along the rotors' edges during expansion of the work chamber, so that their function does not need to be complemented by the apex seals at the rotor tips, as asserted in the previous section.

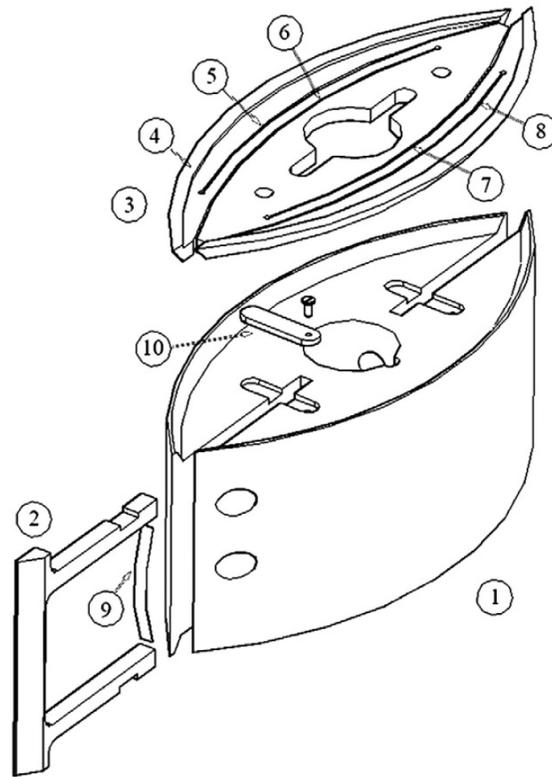


Fig. 3. Exploded view of rotor and seals. (1) rotor, (2) apex seal, (3) side seal, (4) raised edge, (5–8) grooves, (9) spring and (10) apex seal stop.

4. Expander prototype

A prototype of the expander is shown in the photograph of Fig. 7. The rotors and side plates of this machine were made out of cast iron, and the seals out of lead bronze. In order to reduce the mass of the latter and the frictional losses associated with them, plans call for the manufacture of a set of both types of seals made out of carbon filled PTFE.

Each rotor is supported on two bearings, one on each side plate. The bearings on one side plate prevent axial motion of the rotor shafts in either direction, while the bearings on the other plate do not offer any restraint. The separation of the side plates is

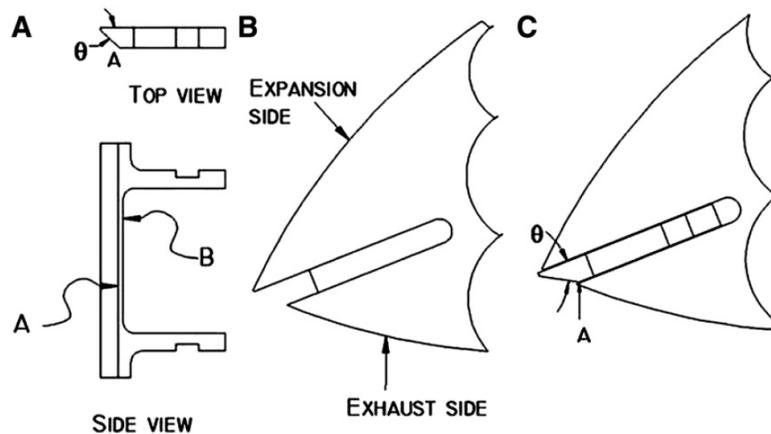


Fig. 4. (A) Apex seal, (B) Rotor tip with slot for seal and (C) Seal at maximum outward position.

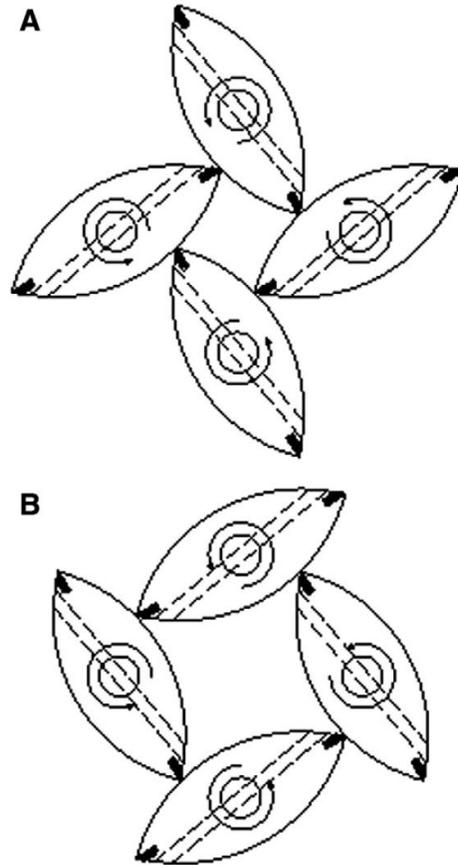


Fig. 5. (A) Engine during expansion. Apex seals outside work chamber. (B) Engine during exhaust. Apex seals inside work chamber.

controlled so that a slight preloading of the side seals is obtained. The axis of the machine is horizontal, avoiding axial loads on the bearings due to the weight of the rotors.

Preliminary testing of the expander using compressed air instead of steam has been carried out with no obvious deficiencies being detected.

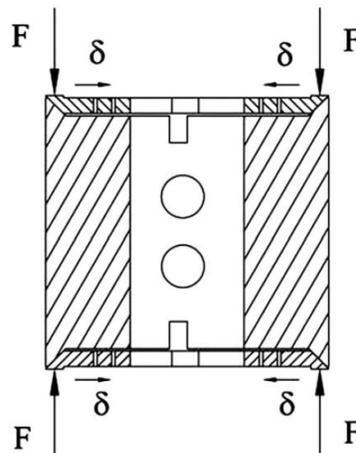


Fig. 6. Contraction of seal, 2δ , due to contact forces, F , between seals and side plates.



Fig. 7. Expander prototype.

5. Seal frictional losses

Friction associated with the seals is expected to be the main source of mechanical power loss in the UNAM engine. This consideration led to the analysis that follows aimed at obtaining a theoretical estimate of this loss.

5.1. Apex seal loss

Fig. 8 is a diagram showing the contact forces, F_n and F_f , acting on an apex seal of rotor I as it wipes the flank of rotor II. It is convenient to imagine II as a frame of reference with respect to which I has a circular translational motion such that angle θ is increasing. Summing forces on the seal in the radial direction:

$$F_n \cos \theta + F_f \sin \theta = F_s + m_a \omega^2 r_{ac}, \quad (1)$$

where:

| | |
|----------|---|
| F_s | seal spring force |
| m_a | mass of the seal |
| r_{ac} | radial distance to the seal's mass center |
| ω | rotors' angular velocity |

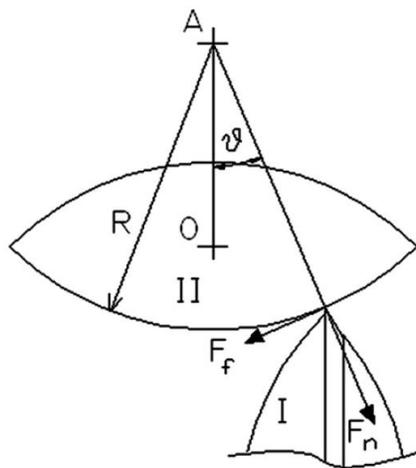


Fig. 8. Contact forces between apex seal and rotor flank.

In Eq. (1) the small frictional force between the seal and the seal's groove is neglected. F_f and F_n are related according to:

$$F_f = \mu F_n, \quad (2)$$

where μ is an appropriate friction coefficient

From Eqs. (1) and (2):

$$F_f = \frac{\mu(m_a \omega^2 r_{ac} + F_s)}{\cos \theta + \mu \sin \theta} \quad (3)$$

The negative work done by F_f during 1/4 revolution of the engine is then:

$$\int_{-\pi/4}^{\pi/4} F_f R d\theta = \mu R (m_a \omega^2 r_{ac} + F_s) \int_{-\pi/4}^{\pi/4} \frac{d\theta}{\cos \theta + \mu \sin \theta} \quad (4)$$

The integral appearing in Eq. (4) is a function of μ , designated as $p(\mu)$, which may be evaluated exactly yielding:

$$p(\mu) = \sin \beta \log_e \left(\frac{\csc(\beta + \pi/4) - \cot(\beta + \pi/4)}{\csc(\beta - \pi/4) - \cot(\beta - \pi/4)} \right), \quad (5)$$

where:

$$\beta = \tan^{-1}(1/\mu) \quad (6)$$

The total negative work per revolution is obtained by multiplying the expression given by Eq. (4) by 16. If then the factor $N/60$, where N is the engine speed in *rpm*, is applied, the power loss is obtained. Additionally, substituting $\pi N/30$ for ω , the following expression for the power loss is found:

$$\text{Apex seals power loss} = P_a = \mu p R (0.2667 F_s N + 1.0277 \times 10^{-4} m_a r_{ac} N^3) \quad (7)$$

For the UNAM engine:

| | |
|----------|--|
| R | 0.1078 m |
| F_s | 4.9 Nt |
| m_a | 0.0206 kg (considering lead bronze material) |
| r_{ac} | 0.0641 m |

Therefore,

$$P_a = \mu p (0.1409 N + 0.1357 \times 10^{-6} N^3) \quad (8)$$

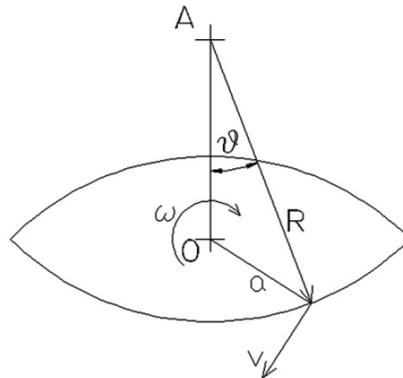


Fig. 9. Rubbing velocity of a point on the edge of a side seal.

5.2. Side seals loss

From Fig. 9, it is seen that the rubbing velocity, v , of a point on the seal's raised edge against the side plate is $a\omega$. Also, the geometry of the engine is such that the distance $\overline{OA} = \sqrt{2}R$. Then, by applying the law of cosines, a may be expressed as:

$$a = R\sqrt{3/2 - \sqrt{2}\cos\theta}. \tag{9}$$

The frictional force per unit length of the seal's edge, f_f , has a direction opposite to the velocity. Thus, the power loss for one quarter of one seal is:

$$\int_0^{\pi/4} f_f \omega R \sqrt{3/2 - \sqrt{2}\cos\theta} R d\theta = f_f R^2 \omega \int_0^{\pi/4} \sqrt{3/2 - \sqrt{2}\cos\theta} d\theta. \tag{10}$$

The value of the integral appearing on the right hand side of the Eq. (10) is 0.36004, as determined by numerical integration. Thus, the power loss for all eight side seals is:

$$P_s = 32 \times 0.36004 R^2 \omega f_f = 11.521 R^2 \omega f_f \tag{11}$$

Also,

$$f_f = \mu f_n, \tag{12}$$

where f_n is the normal contact force per unit length, which is made of an elastic component resulting from the seal being in a state of sideways compression, and an inertial component due to the centrifugal force on the outer, rigid portion of the seal, which bears against the slanted edge of the rotor's rim. Because the slant angle is 45° , the centrifugal force, in the same manner as the sideways elastic compression force, generates a normal force against the side cover of equal magnitude. Considering the edge on one side of the seal, which is a 90° arc of radius R , the normal force per unit length is then

$$f_n = \frac{F_e + \omega^2 r_{sc} m_s}{(\pi/2)R}, \tag{13}$$

where:

- F_e elastic force,
- r_{sc} radius to the center of mass of outer portion of seal
- m_s mass of outer portion of seal

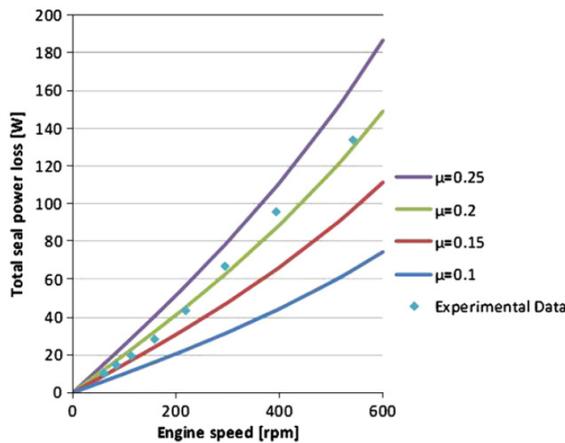


Fig. 10. Total seal power loss.

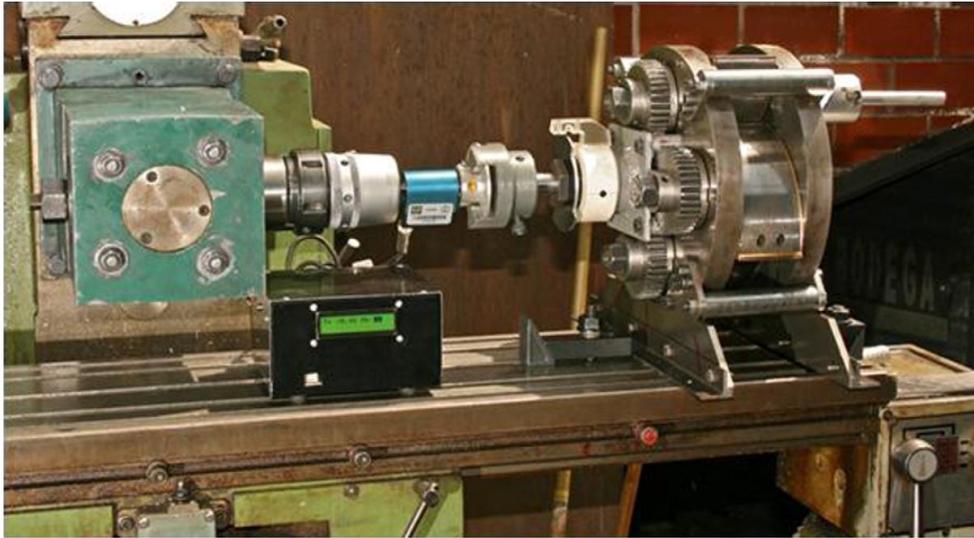


Fig. 11. Motoring test.

Combining Eqs. (11), (12) and (13), and substituting $\pi N/30$ for ω :

$$P_s = \mu R (0.768 F_e N + 8.423 \times 10^{-3} r_{sc} m_s N^3) \quad (14)$$

For the UNAM engine:

| | |
|----------|---|
| F_e | 9.1 Nt |
| r_{sc} | 0.02 m |
| m_s | 0.023 kg (considering lead bronze material) |

Therefore,

$$P_s = \mu (0.7534 N + 0.4177 \times 10^{-6} N^3). \quad (15)$$

5.3. Total seal losses

The estimated total seal power losses for the UNAM engine are obtained by adding the expressions given by Eqs. (8) and (15):
Total seal power loss =

$$= P_t = \mu [(0.1409 p + 0.7534) N + (0.1357 p + 0.4177) \times 10^{-6} N^3]. \quad (16)$$

The above equation was used to prepare the plots shown in Fig. 10, which represent the total seal power loss as a function of engine speed for different values of the friction coefficient. Also on the same figure are plotted experimental points obtained from tests described in the section that follows.

6. Motoring tests

An experimental determination of seal losses was carried out by measuring the torque required to drive the engine in motoring tests. In these tests, one rotor was removed in order to eliminate the pumping loss that would otherwise occur as air is suctioned into the work chamber and then expelled. The seals in the two outer remaining rotors were removed, leaving only the ones mounted on the mid rotor. After the power loss was determined for these conditions, the seals in the mid rotor were also removed, and the power loss was again determined. This loss is the one associated with the gears and bearings. After subtracting it from the one obtained in the first test, the net seal power loss for one rotor was obtained. The total seal power loss for the engine is then four times that value. It is worth mentioning that the power loss corresponding to the gears and bearings, as determined in the second test was, as expected, very small, ranging from 0.9 W at 61.8 rpm to 22.3 W at 545 rpm. The experimental results are shown

superimposed on the theoretical curves of Fig. 10. Fig. 11 is a photograph of the test setup. As can be seen, the motor was mounted on the table of a milling machine and driven by the spindle through a torque meter. The speed was measured by means of a hand held tachometer.

7. Discussion

The design of a sealing system for the UNAM engine, a rotary machine with an expansion chamber bounded by four rotors and two side plates, imposed certain constraints not generally encountered in other types of rotary positive displacement machines, notably the Wankel engine.

In the case of the apex seals at the rotor tips, each must slide past another one belonging to a neighboring rotor at top and bottom dead centers. A smooth passage at those points was achieved by avoiding unfavorable discontinuities on the surfaces wiped by the seals. Also, by positioning the seals to one side of the rotor tips, rather than in alignment with them, the gas pressure during expansion does not act to push them in. An additional requirement of the apex seals is the provision of stops to limit their outward displacement when not in contact with a rotor flank.

The requirement that gas leakage between the rotor faces and side plates be suppressed along the edge of the rotors rather than some distance in, led to a novel, one-piece, side seal design.

Both of the expressions for estimating the power loss associated with the apex and side seals, Eqs. (7) and (14), contain a linear and a third power term in the engine speed, N . From the plots of Fig. 10, based on these equations for the UNAM engine with lead bronze seals, it is apparent that the third power term, which arises from centrifugal force, becomes quite significant even at moderate speeds. Thus, reducing the density of the seal material is very desirable. Accordingly, graphite filled PTFE seals are to be tested as well. This material also offers the additional advantage of a lower friction coefficient. At this time, the question of expected wear of the seals has not been addressed; however, considering the advanced state of development of seals for internal combustion rotary engines, in which higher temperatures and peak pressures are present, it is reasonable to suppose that this will not pose an insurmountable problem. It is reassuring in this case to know that Wankel engines are being produced commercially (see, for example [11]).

Motoring tests of the prototype engine provided experimental seal power loss data which, compared with the theoretical results, revealed that the best agreement is obtained for a friction coefficient of 0.2.

Dynamometer tests of the prototype, first with compressed air and then with steam, are being planned to evaluate its performance.

Acknowledgements

The authors are indebted to Joaquin Olivera-Gloria for his valuable advice and participation in the construction of the engine prototype; also to Jonathan Arenas-Aguirre for his participation in the construction and testing of the prototype and in the preparation of drawings. Thanks are due as well to Guillermina Sánchez, and her library staff for their assistance in locating and obtaining bibliographical material.

Appendix A. Supplementary data

Supplementary data associated with this article can be found, in the online version, at doi:10.1016/j.mechmachtheory.2010.03.015.

References

- [1] Homan, W. A., "Rotary Engine", U.S. patent no. 1,349,882, Aug., 1920.
- [2] Hopkins, M. S., "Rotary Engine", U.S. patent no. 2,097,881, Nov., 1937.
- [3] Wise, R. H., and Walters, J. D., "Rotary Pump", U.S. patent no. 3,234,888, Feb., 1966.
- [4] Campbell, Jr., D. K., "Positive Displacement Internal Combustion Engine", U.S. patent no. 3,439,654, April, 1969.
- [5] R. Chicurel, Development of a Novel Rotary Engine, Proceedings Eleventh Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Stateline, Nevada, 1976, pp. 73–79, Sept.
- [6] R. Chicurel, Rotary Expander for a Solar Thermo Mechanical Conversion System, Proc. Silver Jubilee Congress International Solar Energy Soc, Atlanta, 1979, pp. 1507–1510, May–June.
- [7] R. Chicurel, J. García, Pruebas Dinamométricas de un Motor Rotatorio de Vapor, Dynamometric Testing of a Rotary Steam Engine, Proc. VI Congress National Acad. of Eng'g (Mexico), Querétaro, Mexico, 1980, pp. 213–216, Sept.
- [8] E. Terrazas, R. Chicurel, J. Naranjo, G. Torres, Motor Rotatorio Accionado con Peróxido de Hidrógeno, Rotary Engine Powered with Hydrogen Peroxide, Proc. XII Congr. Mex. Soc. Mech. Eng'g, Acapulco, Mexico, 2006 Sept.
- [9] Zniszczyński, A., "Displacement machines with four parallel synchronous rotors", Mechanism and Machine Theory 44 (2009) 1677–1688.
- [10] Goloff, A., "Unitary Apex Seal Assembly", U.S. patent no. 3,963,388, June, 1976.
- [11] Austro Engine, <http://www.austroengine.at/?changelang=2>.

Apéndice A. Especificaciones de los instrumentos de medición CELDA DE CARGA LEBOW MODELO 3167

LOAD CELLS

GENERAL PURPOSE

FEATURES :

- Low profile
- Calibration traceable to the National Bureau of Standards
- Low sensitivity to extraneous loads
- Low deflection
- Barometrically compensated construction (except 3108)
- Built-in temperature compensation
- Circuitry provides true temperature compensation

The load cells listed are precision general purpose designs, having exceptional structural capability to withstand extraneous loads, such as torque, bending moments and side loads. Available in capacities from 5 lbs. to 300 lbs., they offer maximum performance and highest accuracy under changing environmental conditions.

Minimum deflection, no moving parts and compactness make Lebow® general-purpose load cells easy to install and use.

PERFORMANCE SPECS :

3108, 3167 AND 3397

| SPECIFICATIONS | 3108 | 3167 | 3397 |
|--|-------------|-------------|-------------|
| Output at rated capacity: <i>millivolts per volt, nominal</i> | 2±0.25% | 2 nominal | 2±0.25% |
| Nonlinearity: <i>of rated output</i> | ±0.1% | ±0.05% | ±0.05% |
| Hysteresis: <i>of rated output</i> | ±0.1% | ±0.05% | ±0.05% |
| Repeatability: <i>of rated output</i> | ±0.05% | ±0.02% | ±0.02% |
| Zero balance: <i>of rated output</i> | ±1.0% | ±5.0% | ±1.0% |
| Bridge resistance: <i>ohms nominal</i> | 350 | 350 | 350 |
| Temperature range, compensated: °F | +70 to +170 | +70 to +170 | +70 to +170 |
| Temperature range, compensated: °C | +21 to +77 | +21 to +77 | +21 to +77 |
| Temperature range, usable: °F | -65 to +200 | -65 to +200 | -65 to +200 |
| Temperature range, usable: °C | -54 to +99 | -54 to +99 | -54 to +99 |
| Temperature effect on output: <i>of reading per °F</i> | ±0.002% | ±0.002% | ±0.002% |
| Temperature effect on output: <i>of reading per °C</i> | ±0.0036% | ±0.0036% | ±0.0036% |
| Temperature effect on zero: <i>of rated output per °F</i> | ±0.002% | ±0.002% | ±0.002% |
| Temperature effect on zero: <i>of rated output per °C</i> | ±0.0036% | ±0.0036% | ±0.0036% |
| Excitation voltage, maximum: <i>volts DC or AC rms</i> | 20 | 20 | 20 |
| Insulation resistance, bridge/case: <i>megohms at 50 VDC</i> | >5,000 | >5,000 | >5,000 |
| Number of bridges: | 1 or 2 | 1 | 1 or 2 |

MODELS 3397 AND 3108

Tension and compression 5 lbs. to 300 lbs.



Model 3397 shown
3397—Capacities available 25 to 300 lbs.
3108—Capacities available 5 and 10 lbs.

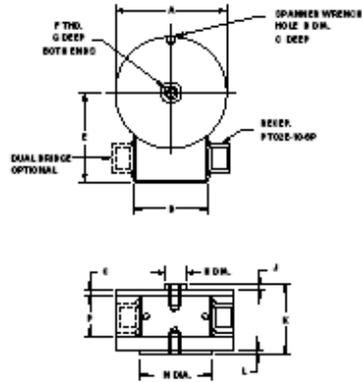
MODEL 3167



Capacities available 25 to 300 lbs.

**Consult factory
for specials.**

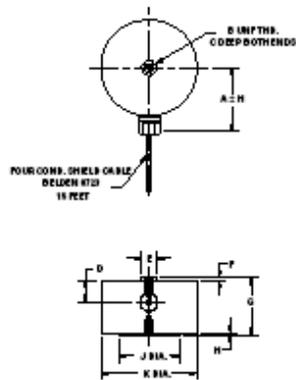
VISIT OUR WEB SITE: www.lebow.com



| 3397 | IN. | CM. |
|------|------|------|
| A | 2.75 | 6.98 |
| B | 0.22 | 0.55 |
| C | 0.13 | 0.32 |
| D | 1.75 | 4.44 |
| E | 2.22 | 5.60 |
| F | ¼-28 | - |
| G | 0.50 | 1.27 |
| H | 0.44 | 1.10 |
| J | 0.09 | 0.24 |
| K | 1.50 | 3.80 |
| L | 0.06 | 0.16 |
| N | 1.75 | 4.44 |
| P | 1 | 2.54 |

| 3108 | IN. | CM. |
|------|------|------|
| A | 2.75 | 6.98 |
| B | 0.22 | 0.55 |
| C | 0.13 | 0.32 |
| D | 1.75 | 4.44 |
| E | 2.22 | 5.60 |
| F | ¼-28 | - |
| G | 0.38 | 1.27 |
| H | 0.44 | 1.10 |
| J | 0.28 | 0.71 |
| K | 1.50 | 3.80 |
| L | 0.06 | 0.16 |
| N | 1.63 | 4.13 |
| P | 1 | 2.54 |

Note: The 3108 mounting configuration is similar to the 3397.



| 3167 | IN. | CM. |
|------|------|------|
| A | 2.25 | 5.72 |
| B | ¼-28 | - |
| C | 0.38 | 0.95 |
| D | 0.44 | 1.10 |
| E | 0.44 | 1.10 |
| F | 0.09 | 0.24 |
| G | 1.50 | 3.80 |
| H | 0.06 | 0.16 |
| J | 1.75 | 4.44 |
| K | 2.75 | 6.98 |

SENSOR CHARACTERISTICS : 3108, 3167 AND 3397

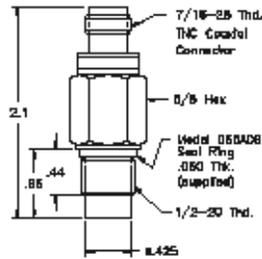
| MODEL NUMBER | NOMINAL LOAD LIMIT CAPACITY F_2 | | STATIC OVERLOAD CAPACITY % OF NOM. CAPACITY | STATIC EXTRANEUS LOAD LIMITS | | | DEFLECTION AT NOM. LOAD LIMIT INCHES | RINGING FREQUENCY Hz |
|--------------|-----------------------------------|---------|---|------------------------------|-------------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|----------------------|
| | LBS. | NEWTONS | | SHEAR F_s OR F_t , LBS. | BENDING M_x OR M_y , LB. INCHES | TORQUE M_z , LB. INCHES | | |
| 3108 | 5 | 20 | 150 | 30 | 30 | 3 | 0.005 | 500 |
| | 10 | 50 | 150 | 40 | 40 | 4 | 0.005 | 900 |
| 3167 | 25 | 125 | 150 | 150 | 150 | 40 | 0.002 | 2,100 |
| | 50 | 200 | 150 | 150 | 150 | 40 | 0.002 | 2,800 |
| | 100 | 500 | 150 | 250 | 180 | 40 | 0.002 | 3,800 |
| | 200 | 1K | 150 | 250 | 180 | 40 | 0.002 | 5,400 |
| | 300 | 1.5K | 150 | 250 | 180 | 40 | 0.002 | 7,000 |
| 3397 | 25 | 125 | 150 | 150 | 150 | 40 | 0.002 | 2,100 |
| | 50 | 200 | 150 | 150 | 150 | 40 | 0.002 | 2,800 |
| | 100 | 500 | 150 | 250 | 180 | 40 | 0.002 | 3,800 |
| | 200 | 1K | 150 | 250 | 180 | 40 | 0.002 | 5,400 |
| | 300 | 1.5K | 150 | 250 | 180 | 40 | 0.002 | 7,000 |



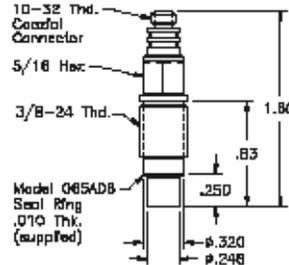
ORDER TOLL FREE (800) 848-6564

TRANSDUCTOR PIEZOELECTRICO DE PRESIÓN PCB 111A24

ICP® General Purpose Quartz
With integral electronics



Models 121A, 121A02, A03, A04
Industrial Design



Model 108A02
Hydraulic Pump Design

Dimensions shown
in inches except
where noted.

| | | psl | 0.2 to 1000 | | 1 to 5000 | | 2 to 10 000 | | |
|---------------|-------------------------------|----------|--------------------|-------------|------------------|-------------|------------------|-------------|------------|
| MODEL NUMBERS | | | 101A04 111A24 | 121A02 | 101A02 111A22 | 121A03 | 101A03 111A23 | 121A04 | 108A02 |
| AMPLITUDE | Sensitivity (10) | mV/psi | 5 ± 0.5 | 5 ± 2 | 1 ± 0.1 | 1 ± 0.5 | 0.5 ± 0.05 | 0.5 ± 0.2 | 0.5 |
| | Resolution | psi | 0.02 | | 0.1 | | 0.2 | | |
| | Range (for 5V output) (3) | psi | 1000 | | 5000 | | 10 000 | | |
| | Range (for 10V output) (4) | psi | 2000 | | 10 000 | | 20 000 | | |
| | Maximum Pressure | psi | 10 000 | | 15 000 | 10 000 | | 20 000 | 50 000 |
| Linearity (5) | %FS | ± 2 | | | | | | | |
| FREQUENCY | Resonant Frequency | kHz | ≥ 400 | ≥ 200 | ≥ 400 | ≥ 200 | ≥ 400 | ≥ 200 | ≥ 250 |
| | Rise Time | µs | ≤ 1 | ≤ 2 | ≤ 1 | ≤ 2 | ≤ 1 | ≤ 2 | |
| | Discharge Time Constant (6) | s | ≥ 100 | | ≥ 500 | ≥ 100 | ≥ 1 000 | ≥ 100 | ≥ 500 |
| | Low Frequency (-5%) (6) | Hz | 0.005 | | 0.001 | 0.005 | | 0.005 | 0.001 |
| ENVIRONMENTAL | Shock (max) | g pk | 20 000 | | | | | | |
| | Acceleration Sensitivity | psi/g | ≤ 0.002 | ≤ 0.04 | ≤ 0.002 | ≤ 0.04 | ≤ 0.002 | ≤ 0.04 | ≤ 0.01 |
| | Temperature Range | °F | -100 to +275 | | | | | | |
| | Temperature Coefficient | %/F | ≤ 0.03 | ≤ 0.04 | ≤ 0.03 | ≤ 0.04 | ≤ 0.03 | ≤ 0.04 | ≤ 0.03 |
| | Flash Temperature | °F | 3000 | | | | | | |
| ELECTRICAL | Polarity (positive pressure) | | positive | | | | | | |
| | Output Impedance | ohm | ≤ 100 | | | | | | |
| | Output Bias | +volt | 8 to 14 | | | | | | |
| | Power Required: Voltage | +VDC | 20 to 30 | | | | | | |
| | Constant Current | mA | 2 to 20 | | | | | | |
| | Ground Isolation | model | 101A04 | n/a | 101A02 | n/a | 101A03 | n/a | |
| PHYSICAL | Sensing Element | material | quartz | | | | | | |
| | Case (7) | material | 17-4 PH | | | | | | |
| | Diaphragm (7) (8) | material | Invar | 17-4 PH (9) | Invar | 17-4 PH (9) | Invar | 17-4 PH (9) | C-300 |
| | Connector (8) | type | 10-32 coax | TNC | 10-32 coax | TNC | 10-32 coax | TNC | 10-32 coax |
| Sealing (8) | type | epoxy | | | | | | | hermetic |
| OPTIONS | Hermetic Seal (8) | preflx | H | n/a | H | n/a | H | n/a | |
| | Stainless Steel Diaphragm | preflx | S | n/a | S | n/a | S | n/a | |
| | Emrion Gnd. Isolation Coating | preflx | E (111 only) | n/a | E (111 only) | n/a | E (111 only) | n/a | |
| | Negative Polarity | preflx | N | | | | | | |
| | Water-resistant Cable | preflx | W (specify length) | | | | | | |

5

6. Discharge Time Constant (DTC) relates low-frequency to signal lost during transient events at room temperature. See technical section on page 78.
7. Special diaphragm or case material available.
8. Diaphragms of all sensors are welded or integral. Hermetic option specifies a fused-glass electrical connector and welded joints.

9. Diaphragms are integral.
10. Unless otherwise designated, sensitivities are ±15%.

PRESSURE AND FORCE SENSOR DIVISION TOLL FREE: 888-684-0011

FLUXÓMETRO FLOW TECHNOLOGIES FT-16NEXA-GEA-2

FT Series

FT Meter Sizing and End Fittings

| Series / Order Code | End Fitting Nominal Inches | ID (mm) | Extended Flow Range | | | | | | | Maximum Frequency Approx. |
|---------------------|----------------------------|---------|---------------------|----------|---------------------------|--------------------------|-------|----------|--------|---------------------------|
| | | | 10:1 Standard Range | | Ball Bearing / RF Pickoff | Ball Bearing Mag Pickoff | Max | K Factor | | |
| | | | Min ALPM | Max ALPM | Min ALPM | Min ALPM | ALPM | P/L | Frequ. | |
| FT 2-8 | 1/2 | ** 9.4 | 2.83 | 28.3 | 2.55 | N/A | 35.5 | 3284 | 1550 | |
| FT 4-8 | 1/2 | ** 7.6 | 7.0 | 70 | 5.7 | N/A | 85 | 1589 | 2000 | |
| FT 6-8 | 1/2 | ** 9.4 | 14.0 | 140 | 7.1 | 11.4 | 141.6 | 848 | 2000 | |
| FT 8-8 | 1/2 | ** 10 | 21.2 | 212 | 11.5 | 14.2 | 226.5 | 585 | 2000 | |
| FT -08 | 1/2 | 11 | 28.3 | 283 | 14.5 | 21.3 | 283 | 424 | 2000 | |
| FT-10 | 3/4 | 13 | 35.4 | 354 | 17 | 28.4 | 424 | 339 | 2000 | |
| FT-12 | 3/4 | 14 | 58.8 | 588 | 28.5 | 42.5 | 708 | 212 | 2000 | |
| FT-16 | 1 | 22 | 141.6 | 1416 | 42.5 | 71 | 1699 | 85 | 2000 | |
| FT-20 | 1 1/4 | 25 | 255 | 2550 | 71 | 142 | 2832 | 48 | 1950 | |
| FT-24 | 1 1/2 | 34 | 425 | 4250 | 114 | 170 | 4531 | 21 | 1500 | |
| FT-32 | 2 | 44 | 623 | 6230 | 142 | 228 | 7080 | 12 | 1300 | |
| FT-40 | 2 1/2 | 58 | 1133 | 11330 | 255 | 284 | 12744 | 6.3 | 1200 | |
| FT-48 | 3 | 73 | 1841 | 18410 | N/A | 425 | 21240 | 3 | 812 | |
| FT-64 | 4 | 98 | 3540 | 35400 | N/A | 850 | 42480 | 1 | 625 | |

* AE fitting= 5/8"
 ** 11 bore when used with "H" bearing code

| Order Code | End Fittings |
|------------|---|
| AE | AN (or MS) external straight threads - 3/8" to 2 1/2 nominal size - 37° flare |
| NE | NPT external threads - 1/2" to 4 nominal size |
| HB | Hose Barb - 13 to 51 mm |
| WF | Wafer type - serrated surface - 13 to 76 mm nominal size |
| C1 | 150# Raised Face Flange |
| C2 | 300# Raised Face Flange |
| C3 | 600# Raised Face Flange |
| C4 | 900# Raised Face Flange |
| C5 | 1500# Raised Face Flange |
| C6 | 2500# Raised Face Flange |
| D1 | DIN Flange PN16 |
| D2 | DIN Flange PN40 |
| D3 | DIN Flange PN100 |
| D4 | DIN Flange PN160 |
| D5 | DIN Flange PN250 |
| D6 | DIN Flange PN400 |

Part Number Structure

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------|---|---|---|--------------|---|-------------|---|-----|----------|---------|---------|---|----------------------|---|---|---|---|
| F | T | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X |
| Meter Size | | | | End Fittings | | Calibration | | Tap | Material | Bearing | Pickoff | | Optional Designators | | | | |

FT Series

Magnetic and RF Pickoff Selection Selection

| Order Code | RF (Modulated Carrier) |
|------------|--|
| -1 | MS connector |
| -5 | Flying leads/threaded connection |
| -8 | MS connector, 330 µH coil |
| -9 | MS connector, 5/8"-18 thread, 1mH coil |
| -Y | CSA X-Proof |
| -X | LS. approved, MS connector |
| SS | LS. approved, flying leads/smooth body |
| XX | LS. approved, flying leads/threaded body |

| Order Code | Magnetic |
|------------|--|
| -2 | MS connector |
| -3 | Flying leads/threaded connection |
| -Z | CSA X-Proof |
| -U | LS. approved, MS connector |
| PP | LS. approved, flying leads/smooth body |
| TT | LS. approved, flying leads/threaded body |

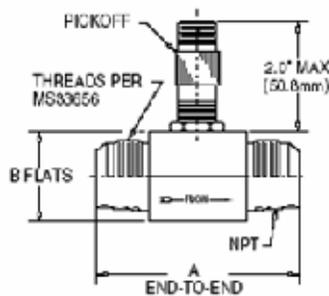
Notes: 1. Maximum temperature rating of pick-offs are 177° C unless otherwise noted.
2. See Amplified Link literature for amplified pick-off codes.

Part Number Structure

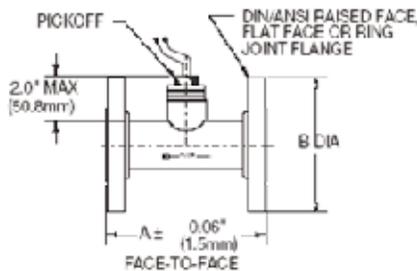
| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------|---|---|---|--------------|---|---|-------------|---|-----|----------|---------|---------|---|----------------------|---|---|---|
| F | T | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X |
| Meter Size | | | | End Fittings | | | Calibration | | Tap | Material | Bearing | Pickoff | | Optional Designators | | | |

Dimensional Drawings

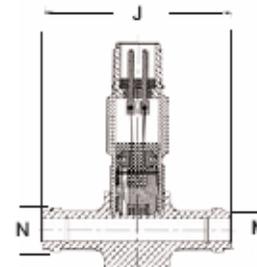
MS / NPT Fitting



Flange Fittings



Hose Barb Fitting



| Series | A | B |
|--------|-----|-----|
| | mm | mm |
| FT-6 | 62 | 25 |
| FT-8 | 62 | 25 |
| FT-10 | 69 | 35 |
| FT-12 | 83 | 35 |
| FT-16 | 90 | 41 |
| FT-20 | 103 | 48 |
| FT-24 | 117 | 57 |
| FT-32 | 154 | 70 |
| FT-40 | 226 | 89 |
| FT-48 | N/A | N/A |
| FT-64 | N/A | N/A |

| Series | 150# | | 300# | | 600# | | 900# | |
|--------|------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|
| | A | B | A | B | A | B | A | B |
| | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm | mm |
| FT-8 | 127 | 89 | 127 | 95 | 127 | 95 | 178 | 121 |
| FT-10 | 140 | 99 | 140 | 118 | 140 | 118 | 140 | 130 |
| FT-12 | 140 | 99 | 140 | 118 | 140 | 118 | 178 | 130 |
| FT-16 | 140 | 108 | 140 | 124 | 140 | 124 | 203 | 149 |
| FT-20 | 152 | 118 | 152 | 133 | 152 | 133 | 203 | 159 |
| FT-24 | 152 | 127 | 152 | 156 | 152 | 156 | 229 | 178 |
| FT-32 | 165 | 152 | 165 | 165 | 165 | 165 | 229 | 216 |
| FT-40 | 178 | 178 | 178 | 191 | 229 | 191 | 229 | 241 |
| FT-48 | 254 | 191 | 254 | 210 | 254 | 210 | 254 | 241 |
| FT-64 | 305 | 229 | 305 | 254 | 305 | 273 | 305 | 292 |

| Series | J | M | N |
|--------|-------|------|------|
| | mm | mm | mm |
| FT-6 | 62.2 | 12.7 | 14.7 |
| FT-8 | 62.2 | 12.7 | 14.7 |
| FT-10 | 69.1 | 16.0 | 17.8 |
| FT-12 | 82.6 | 19.1 | 21.1 |
| FT-16 | 90.4 | 25.4 | 28.5 |
| FT-20 | 103.1 | 31.8 | 34.8 |
| FT-24 | 116.6 | 38.1 | 41.7 |
| FT-32 | 153.9 | 50.8 | 54.9 |
| FT-40 | 164.3 | 63.5 | 67.8 |
| FT-48 | N/A | N/A | N/A |
| FT-64 | N/A | N/A | N/A |

Note: 1) Contact factory for DIN dimensions
2) DIN flange dimensions per specifications, DIN 2501-1 and DIN EN1092-1



8930 S. Beck Avenue, Suite 107, Tempe, Arizona 85284 USA
Tel: (480) 240-3400 • Fax: (480) 240-3401 • Toll Free: 1-800-528-4225
E-mail: fmarket@fimeters.com • Web: www.fimeters.com
DB 68349 Rev E © 2008 FTI Flow Technology, Inc. Printed in USA



Trademarks are the property of their respective companies.

FT Series

Step 3: Bearing Selection

- Bearings are available in two styles. Standard ball with 440C stainless races, balls, and cage or 440C stainless races, balls, and a phenolic resin cage.
- See page 5 for bearing selection options.

Ball bearings (model # code "A")

- Standard bearing option.
- Materials of construction are 440C SS or equivalent races, balls and loose crimp stainless cage.
- Bearing has open race and requires clean, dry operating fluid.
- Low frictional drag provides the widest possible flow range.
- Ball bearing set can be replaced in the field.
- 10 to 50 micron filtration required, dependent on meter size.
- Operating temperature range of -268° to 149° C.

Ball bearings (model # code "H")

- Materials of construction are 440C SS race and balls with a phenolic resin cage.
- Bearing has open race and requires clean, dry operating fluids
- The phenolic cage provides a degree of lubricating property to the bearing, increasing durability and life.
- Slightly more bearing drag is created by the phenolic cage vs. the loose crimp cage of the standard ball bearing.
- Ball bearing set can be replaced in the field.
- 10 to 50 micron filtration required, dependent on meter size.
- Operating temperature range of -268° to 149° C.

Step 4: Calibration Selection

- Flow Technology has one of the world's largest liquid and gas primary calibration facilities.
- The ability to accurately calibrate a flow meter with trace ability to international standards is one of the fundamental requirements in any flow metering application.
- Flow Technology offers a range of gas calibration technologies and sizes, including Bell Provers, Piston Provers and flow transfer stands.
- A 10 data point calibration is offered as standard, 20 and 30 point calibrations are offered as options. A higher number of data points will define the calibration curve in more detail. If linearizing electronics will be used a minimum of a 20 point calibration is recommended.
- Pressure and temperature variation, thus density and viscosity changes do shift the flow meter calibration curve.
- Calibration in air at standard conditions is the most economical option, FTI does offer the capability to calibrate the meters in a pressurized environment to simulate actual operating conditions.

Actual vs. Standard units of measure

- Turbine flow meters measure the actual volume of gas passing through the meter at the operating temperature and pressure. They are therefore sized in Actual Liters per Minute (ALPM).
- Standard Liters per Minute (SLPM) is the equivalent volume of gas referenced back to standard temperature and pressure.
- The perfect gas law used to convert between ALPM and SLPM is:

$$ALPM = SLPM(1.013 \text{ BarA} / P1)(T1 / 288.15 \text{ K})$$

$$P1 = \text{Operating pressure in BarA}$$

$$T1 = \text{Operating temperature in deg K}$$

Standard air calibration

- The most common and economical calibration is in air at standard conditions. Data can be presented in actual units of measure or converted to standard units using the operating temperature and pressure.

Pressurized gas calibration to simulate a constant operating conditions.

- If the operating temperature and pressure are relatively constant and a higher level of accuracy is required, a single pressurized gas calibration can be performed to simulate the operating gas and conditions.

Application will cover a range of operating temperature and viscosity

- If the gas temperature and pressure is changing by a significant amount and the highest level of accuracy is require, a multiple pressurized gas calibration can be performed.
- A multiple pressure calibration allows the used to perform real time corrections for variations in operating temperature and pressure.
- The SL9200 flow computer offered by FTI can be used to perform these corrections with inputs from temperature and pressure transducers.
- See page 5 for calibration options.



TORQUÍMETRO LORENZ MODELO DR-2112
LORENZ MESSTECHNIK GmbH

 Obere Schloßstr.131 ☎ 07172 /93730-0
 73553 Alfdorf Fax 07172 /93730-22

| Artikel-Nr. Art. No. DR-2112-R | Artikel-Nr. Art. No. DR-2412-R | Messbereich nominal torque [Nm] | max. Drehzahl max. speed [min ⁻¹] | | Federkonstante springrate [Nm/rad] | Masse- trägheits- moment of inertia J in [kg m ²] | | zul. Axiallast max. thrust load [N] |
|--------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|---|-------------------|--|--|------------------------|---|
| | | | Standard standard | Sonder special | | Antriebsseite drive side | Messseite test side | |
| 108678 | 108708 | 0,1 | 10000 | 15000 | 1,0 | 1,9·10 ⁻⁶ | 2,8·10 ⁻⁷ | 15 |
| 108679 | 108709 | 0,2 | 10000 | 15000 | 1,0 | 1,9·10 ⁻⁶ | 2,8·10 ⁻⁷ | 20 |
| 108680 | 108710 | 0,5 | 10000 | 15000 | 9,9 | 1,9·10 ⁻⁶ | 2,8·10 ⁻⁷ | 30 |
| 108681 | 108711 | 1 | 10000 | 15000 | 9,9 | 1,9·10 ⁻⁶ | 2,8·10 ⁻⁷ | 40 |
| 108682 | 108712 | 2 | 10000 | 15000 | 3,6·10 ² | 1,9·10 ⁻⁶ | 2,9·10 ⁻⁷ | 50 |
| 108683 | 108713 | 5 | 10000 | 15000 | 6,5·10 ² | 1,9·10 ⁻⁶ | 3,0·10 ⁻⁷ | 50 |
| 108684 | 108714 | 10 | 10000 | 15000 | 8,5·10 ² | 2,1·10 ⁻⁶ | 3,9·10 ⁻⁷ | 50 |
| 108685 | 108715 | 15 | 10000 | 15000 | 8,5·10 ² | 2,1·10 ⁻⁶ | 3,9·10 ⁻⁷ | 100 |
| 108686 | 108716 | 20 | 8000 | 15000 | 4,5·10 ³ | 1,2·10 ⁻⁵ | 9,9·10 ⁻⁶ | 300 |
| 108687 | 108717 | 30 | 8000 | 15000 | 4,5·10 ³ | 1,2·10 ⁻⁵ | 9,9·10 ⁻⁶ | 1000 |
| 108688 | 108718 | 50 | 6000 | 15000 | 8,5·10 ³ | 1,3·10 ⁻⁵ | 1,2·10 ⁻⁵ | 1600 |
| 108689 | 108719 | 100 | 6000 | 12000 | 8,5·10 ³ | 1,3·10 ⁻⁵ | 1,2·10 ⁻⁵ | 2600 |
| 108690 | 108720 | 200 | 6000 | 12000 | 6,7·10 ⁴ | 1,0·10 ⁻⁴ | 9,0·10 ⁻⁵ | 3200 |
| 108691 | 108721 | 500 | 5000 | 10000 | 7,8·10 ⁴ | 1,0·10 ⁻⁴ | 9,2·10 ⁻⁵ | 7500 |
| 108692 | 108722 | 1000 | 4000 | 7000 | 3,1·10 ⁵ | 1,6·10 ⁻³ | 1,1·10 ⁻³ | 10000 |

TECHNISCHE DATEN - specifications
Analogausgang RS485-Interface

| TYP - type | | DR-2112, (DR-2112-R) | DR-2412 (DR-2412-R) |
|--|----------|--|------------------------|
| Genauigkeitsklasse - accuracy class | % v.E | 0,1 (0,2) | |
| Reproduzierbarkeit n. DIN 1319 - nonrepeatability | % | ±0,02 (±0,04) | |
| Versorgung - supply voltage | VDC | 12 ... 28 | |
| Stromaufnahme - supply current | mA | <60 | |
| Ausgangssignal - output signal | | ±0 ... 5V | ±15 Bit (±11 Bit) |
| Belastbarkeit - output current max | mA | 5 kurzschlussfest short circuit resist. | |
| Eingang Kontrollaufschaltung - calibration control | V | L <2,0; H >3,5 | per Software |
| Messrate - sample rate | kSample | 10 | |
| Messrate Mode 1 - sample rate mode 1 (115KBd) | kSample | | 4 |
| Messrate Mode 2 - sample rate mode 2 (115KBd) | kSample | | 2 |
| Messrate Mode 3 - sample rate mode 3 (115KBd) | kSample | | 1 |
| Messrate Mode 4 - sample rate mode 4 (115KBd) | kSample | | 0,5 |
| Nenntemp.bereich - nominal temp. range | °C | +5 ... +45 | |
| Gebrauchstemp.bereich - service temp. range | °C | 0 ... +60 | |
| Temp. koef. des Kennwertes - temp. coeff. of sensitivity | % v.E./K | ±0,01 (±0,015) | |
| Temp. koef. des Nullsignals - temp. coeff. of zero | % v.E./K | ±0,02 (±0,03) | |
| Gebrauchsmoment (statisch) - service torque | % v.E. | 150 | |
| Grenzmoment (statisch) - limit torque | % v.E. | 200 | |
| Bruchmoment (statisch) - ultimate torque | % v.E. | >300 | |
| Schwingbreite - bandwidth (DIN 50100) | % | 70 (Spitze - Spitze) - (top - top) | |
| Schutzart - level of protection (DIN 40 050) | | IP 50 | |
| Anschlußstecker - connector | | 8-polig / 12-polig - 8-pin / 12-pin | |

Artikel Nr. Option - options

| | | |
|--------|---|--|
| 101560 | Winkelmessung, 360 Impulse 2xTTL 90° versetzt - anglecontrol 360 imp., 2 tracks, 90°-shifted | Rechtsdrehung - CW - turn |
| 104097 | ≥ 2000 Nm : 60 Impulse 1xTTL - 60 imp, 1 track |   |
| 103562 | Ausgangssignal - output signal | V ± 0 ... 10 |

Apéndice B. Especificaciones del equipo electrónico TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS NI PCI-MIO-16E-4 (NI 6040E)

Specifications

The following specifications are typical at 25 °C unless otherwise noted.

Analog Input

Input Characteristics

Number of channels 16 single-ended
 or 8 differential
 (software-selectable
 per channel)

Type of A/D converter (ADC) Successive
 approximation

Resolution 12 bits, 1 in 4,096

Maximum sampling rate

Single-channel scanning 500 kS/s

Multiple-channel scanning 250 kS/s

Input signal ranges

| Range (Software-Selectable) | Input Range | |
|--------------------------------|-------------|-------------|
| | Bipolar | Unipolar |
| 20 V | ±10 V | — |
| 10 V | ±5 V | 0 to 10 V |
| 5 V | ±2.5 V | 0 to 5 V |
| 2 V | ±1 V | 0 to 2 V |
| 1 V | ±500 mV | 0 to 1 V |
| 500 mV | ±250 mV | 0 to 500 mV |
| 200 mV | ±100 mV | 0 to 200 mV |
| 100 mV | ±50 mV | 0 to 100 mV |

Input coupling DC

Maximum working voltage

(signal and common-mode) Each input should remain
 within ±11 V of ground

Overvoltage protection

Powered on ±25 V

Powered off ±15 V

Inputs protected AI <0..15>, AI SENSE

FIFO buffer size 512 samples (S)

DMA

Channels 3

Data sources/destinations Analog input,
 analog output,
 counter/timer 0,
 or counter/timer 1

Data transfers Direct memory access
 (DMA), interrupts,
 programmed I/O

DMA modes Scatter-gather
 (single-transfer,
 demand-transfer)

Configuration memory size 512 words
 (1 word = 8 bits)

BLOQUE CONECTOR ANALÓGICO NI CB-68LP

Counter/Timer Accessories and Cables

SCB-68 Shielded I/O Connector Block (See Figure 3)

Shielded I/O connector block for easy connection of I/O signals to the counter/timer devices. The screw terminals are housed in a metal enclosure for protection from noise corruption. Combined with a shielded cable, the SCB-68 provides rugged, very low-noise signal termination. The SCB-68 also includes two general-purpose breadboard areas.

SCB-68776844-01
 Dimensions – 19.5 by 15.2 by 4.5 cm (7.7 by 6.0 by 1.8 in)



Figure 3. SCB-68 Shielded I/O Connector Block

TB-2715 Terminal Block (See Figure 4)

With the TB-2715 terminal block for PXI counter/timer devices, you can connect signals directly without additional cables. Screw terminals provide easy connection of I/O signals. The TB-2715 latches to the front of your PXI module with locking screws and provides strain relief.

TB-2715778242-01
 Dimensions – 8.43 by 10.41 by 2.03 cm (3.32 by 4.1 by 0.8 in.)



Figure 4. TB-2715 I/O Terminal Block

TBX-68 I/O Connector Block with DIN-Rail Mounting (See Figure 5)

Termination accessory with 68 screw terminals for easy connection of field I/O signals to the counter/timer devices. The TBX-68 is mounted in a protective plastic base with hardware for mounting on a standard DIN rail.

TBX-68777141-01
 Dimensions – 12.50 by 10.74 cm (4.92 by 4.23 in.)

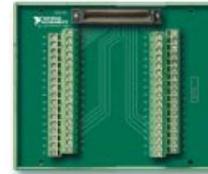


Figure 5. TBX-68 I/O Connector Block

CB-68LP and CB-68LPR I/O Connector Blocks (See Figure 6)

Low-cost termination accessories with 68 screw terminals for easy connection of field I/O signals to the counter/timer devices. The connector blocks include standoffs for use on a desktop or mounting in a custom panel. The CB-68LP has a vertically mounted 68-pin connector. The CB-68LPR has a right-angle mounted connector for use with with the CA-1000.

CB-68LP777145-01
 Dimensions – 14.35 by 10.74 cm (5.65 by 4.23 in.)
 CB-68LPR777145-02
 Dimensions – 7.62 by 16.19 cm (3.00 by 6.36 in.)

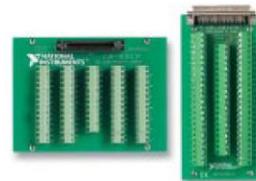


Figure 6. CB-68LP and CB-68LPR I/O Connector Blocks

REGULADOR DE VOLTAJE LM723C



LM723

HIGH PRECISION VOLTAGE REGULATOR

- INPUT VOLTAGE UP TO 40V
- OUTPUT VOLTAGE ADJUSTABLE FROM 2 TO 37V
- POSITIVE OR NEGATIVE SUPPLY OPERATION
- SERIES, SHUNT, SWITCHING OR FLOATING OPERATION
- OUTPUT CURRENT TO 150mA WITHOUT EXTERNAL PASS TRANSISTOR
- ADJUSTABLE CURRENT LIMITING



Plastic DIP-14

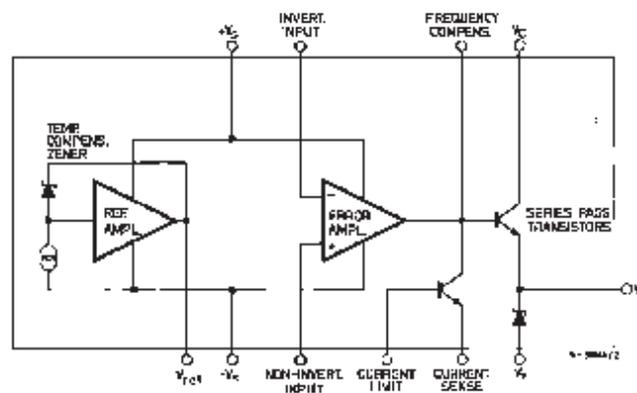


SO-14

DESCRIPTION

The LM723 is a monolithic integrated programmable voltage regulator, assembled in 14-lead dual in-line plastic and SO-14 micropackage. The circuit provides internal current limiting. When the output current exceeds 150mA an external NPN or PNP pass element may be used. Provisions are made for adjustable current limiting and remote shut-down.

BLOCK DIAGRAM



September 1995

1/12

LM723

TABLE 1: Resistor Values (K Ω) for standard Output Voltages

| Output Voltage | Applicable Figures | Fixed Output $\pm 5\%$ | | Output Adjustable $\pm 10\%$ * | | |
|----------------|------------------------|------------------------|------|--------------------------------|-----|------|
| | | R1 | R2 | R1 | P1 | R2 |
| +3 | 13, 16, 17, 18, 21, 23 | 4.12 | 3.01 | 1.8 | 0.5 | 1.2 |
| +5 | 13, 16, 17, 18, 21, 23 | 2.15 | 4.99 | 0.75 | 0.5 | 2.2 |
| +6 | 13, 16, 17, 18, 21, 23 | 1.15 | 6.04 | 0.5 | 0.5 | 2.7 |
| +9 | 14, 16, 17, 18, 21, 23 | 1.87 | 7.15 | 0.75 | 1 | 2.7 |
| +12 | 14, 16, 17, 18, 21, 23 | 4.87 | 7.15 | 2 | 1 | 3 |
| +15 | 14, 16, 17, 18, 21, 23 | 7.87 | 7.15 | 3.3 | 1 | 3 |
| +28 | 14, 16, 17, 18, 21, 23 | 21 | 7.15 | 5.6 | 1 | 2 |
| +45 | 19 | 3.57 | 48.7 | 2.2 | 10 | 39 |
| +75 | 19 | 3.57 | 78.7 | 2.2 | 10 | 68 |
| +100 | 19 | 3.57 | 102 | 2.2 | 10 | 91 |
| +250 | 19 | 3.57 | 255 | 2.2 | 10 | 240 |
| -6** | 15 | 3.57 | 2.43 | 1.2 | 0.5 | 0.75 |
| -9 | 15 | 3.48 | 5.36 | 1.2 | 0.5 | 2 |
| -12 | 15 | 3.57 | 8.45 | 1.2 | 0.5 | 3.3 |
| -15 | 15 | 3.65 | 11.5 | 1.2 | 0.5 | 4.3 |
| -28 | 15 | 3.57 | 24.3 | 1.2 | 0.5 | 10 |
| -45 | 20 | 3.57 | 21.2 | 2.2 | 10 | 33 |
| -100 | 20 | 3.57 | 97.6 | 2.2 | 10 | 91 |
| -250 | 20 | 3.57 | 249 | 2.2 | 10 | 240 |

Note:

* Replace R1/R2 divider with the circuit of fig24.

** V+ must be connected to a +3V or greater supply.

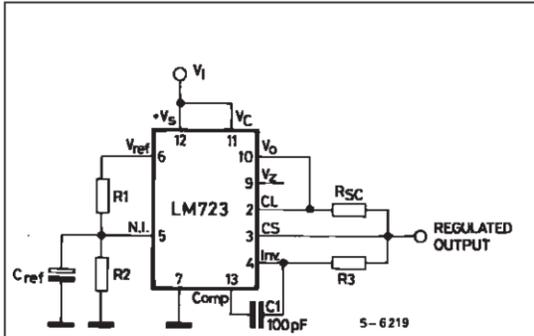
TABLE 2: Formulae for Intermediate Output Voltages

| | | |
|---|---|---|
| Outputs from +2 to +7V Fig. 13, 16, 17, 18, 21, 23 $V_O = \left[V_{ref} \times \frac{R_2}{R_1 + R_2} \right]$ | Outputs from +4 to +250V Fig. 19 $V_O = \left[\frac{V_{ref}}{2} \times \frac{R_2 - R_1}{R_1} \right]; R_3 = R_4$ | Current Limiting $I_{LIMIT} = \frac{V_{SENSE}}{R_{sc}}$ Foldback Current Limiting $I_{KNEE} = \left[\frac{V_O R_3}{R_{sc} R_4} \times \frac{V_{SENSE}(R_3 + R_4)}{R_{sc} R_4} \right]$ $I_{SHORT\ CKT} = \left[\frac{V_{SENSE}}{R_{sc}} \times \frac{R_3 + R_4}{R_4} \right]$ |
| Outputs from +7 to +37V Fig. 14, 16, 17, 18, 21, 23 $V_O = \left[V_{ref} \times \frac{R_1 + R_2}{R_2} \right]$ | Outputs from -6 to -250V Fig. 15, 20 $V_O = \left[\frac{V_{ref}}{2} \times \frac{R_1 + R_2}{R_1} \right]; R_3 = R_4$ | |

LM723

APPLICATION INFORMATION (pin numbers relative to the plastic package).

Figure 13 : Basic Low Voltage Regulator
($V_o = 2$ to $7V$).

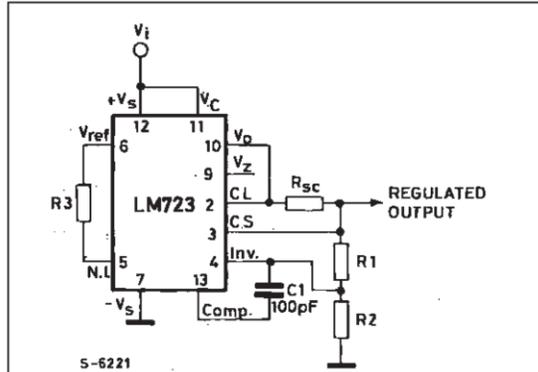


Note; $R_3 = \frac{R_1 \times R_2}{R_1 + R_2}$ for minimum temperature drift.
R3 may be eliminated for minimum component count.

Typical performance

| | |
|--|-------|
| Regulated Output Voltage..... | 5V |
| Line Regulation ($\Delta V_i = 3V$)..... | 0.5mV |
| Load Regulation ($\Delta I_o = 50mA$)..... | 1.5mV |

Figure 14 : Basic High Voltage Regulator
($V_o = 7$ to $37V$).

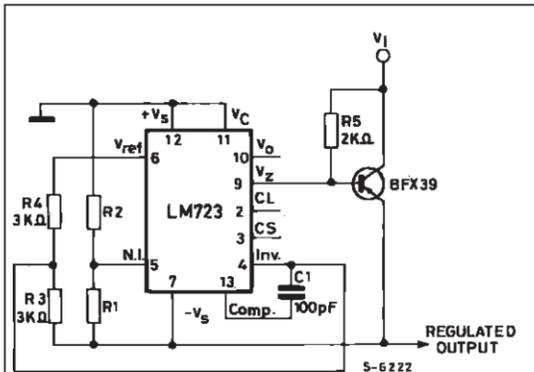


Note; $R_3 = \frac{R_1 \times R_2}{R_1 + R_2}$ for minimum temperature drift.
R3 may be eliminated for minimum component count.

Typical performance

| | |
|--|-------|
| Regulated Output Voltage..... | 15V |
| Line Regulation ($\Delta V_i = 3V$)..... | 1.5mV |
| Load Regulation ($\Delta I_o = 50mA$)..... | 4.5mV |

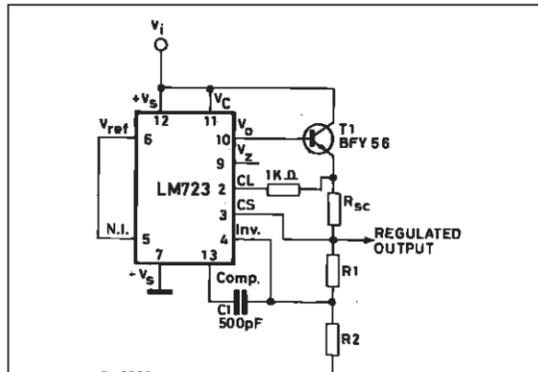
Figure 15 : Negative Voltage Regulator.



Typical performance

| | |
|---|-----|
| Regulated Output Voltage..... | 15V |
| Line Regulation ($\Delta V_i = 3V$)..... | 1mV |
| Load Regulation ($\Delta I_o = 100mA$)..... | 2mV |

Figure 16 : Positive Voltage Regulator (external)



Typical performance

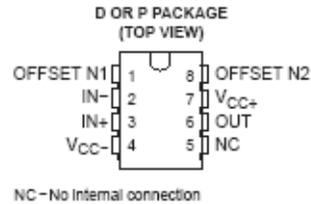
| | |
|--|-------|
| Regulated Output Voltage..... | + 15V |
| Line Regulation ($\Delta V_i = 3V$)..... | 1.5mV |
| Load Regulation ($\Delta I_o = 1A$)..... | 15mV |

OP07C, OP07D PRECISION OPERATIONAL AMPLIFIERS

OP07C, OP07D PRECISION OPERATIONAL AMPLIFIERS

SLOS089E – OCTOBER 1983 – REVISED MAY 2004

- Low Noise
- No External Components Required
- Replace Chopper Amplifiers at a Lower Cost
- Wide Input-Voltage Range
... 0 to ± 14 V Typ
- Wide Supply-Voltage Range
... ± 3 V to ± 18 V



description/ordering information

These devices offer low offset and long-term stability by means of a low-noise, chopperless, bipolar-input-transistor amplifier circuit. For most applications, external components are not required for offset nulling and frequency compensation. The true differential input, with a wide input-voltage range and outstanding common-mode rejection, provides maximum flexibility and performance in high-noise environments and in noninverting applications. Low bias currents and extremely high input impedances are maintained over the entire temperature range. The OP07 is unsurpassed for low-noise, high-accuracy amplification of very-low-level signals.

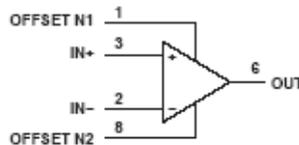
These devices are characterized for operation from 0°C to 70°C.

ORDERING INFORMATION

| TA | PACKAGE† | | ORDERABLE PART NUMBER | TOP-SIDE MARKING |
|-------------|----------|--------------|-----------------------|------------------|
| 0°C to 70°C | PDIP (P) | Tube of 50 | OP07CP | OP07CP |
| | | Tube of 50 | OP07DP | OP07DP |
| | SOIC (D) | Tube of 75 | OP07CD | OP07C |
| | | Reel of 2500 | OP07CDR | |
| | | Tube of 75 | OP07DD | OP07D |
| | | Reel of 2500 | OP07DDR | |

† Package drawings, standard packing quantities, thermal data, symbolization, and PCB design guidelines are available at www.ti.com/sc/package.

symbol



Please be aware that an important notice concerning availability, standard warranty, and use in critical applications of Texas Instruments semiconductor products and disclaimers thereto appears at the end of this data sheet.

PRODUCTION DATA information is current as of publication date. Products conform to specifications per the terms of Texas Instruments standard warranty. Production processing does not necessarily include testing of all parameters.

**TEXAS
INSTRUMENTS**
POST OFFICE BOX 655303 • DALLAS, TEXAS 75265

Copyright © 2004, Texas Instruments Incorporated

OP07C, OP07D PRECISION OPERATIONAL AMPLIFIERS

SLOS089E – OCTOBER 1983 – REVISED MAY 2004

operating characteristics, $V_{CC\pm} = \pm 15\text{ V}$, $T_A = 25^\circ\text{C}$

| PARAMETER | TEST CONDITIONS† | OP07C | OP07D | UNIT |
|---|-------------------------------------|-------|-------|------------------------------|
| | | TYP | TYP | |
| V_n Equivalent input noise voltage | $f = 10\text{ Hz}$ | 10.5 | 10.5 | $\text{nV}/\sqrt{\text{Hz}}$ |
| | $f = 100\text{ Hz}$ | 10.2 | 10.3 | |
| | $f = 1\text{ kHz}$ | 9.8 | 9.8 | |
| $V_{N(PP)}$ Peak-to-peak equivalent input noise voltage | $f = 0.1\text{ Hz to }10\text{ Hz}$ | 0.38 | 0.38 | μV |
| I_n Equivalent input noise current | $f = 10\text{ Hz}$ | 0.35 | 0.35 | $\text{pA}/\sqrt{\text{Hz}}$ |
| | $f = 100\text{ Hz}$ | 0.15 | 0.15 | |
| | $f = 1\text{ kHz}$ | 0.13 | 0.13 | |
| $I_{N(PP)}$ Peak-to-peak equivalent input noise current | $f = 0.1\text{ Hz to }10\text{ Hz}$ | 15 | 15 | pA |
| SR Slew rate | $R_L \geq 2\text{ k}\Omega$ | 0.3 | 0.3 | $\text{V}/\mu\text{s}$ |

† All characteristics are measured under open-loop conditions, with zero common-mode input voltage, unless otherwise noted.

APPLICATION INFORMATION

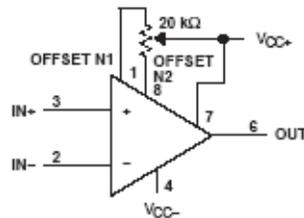
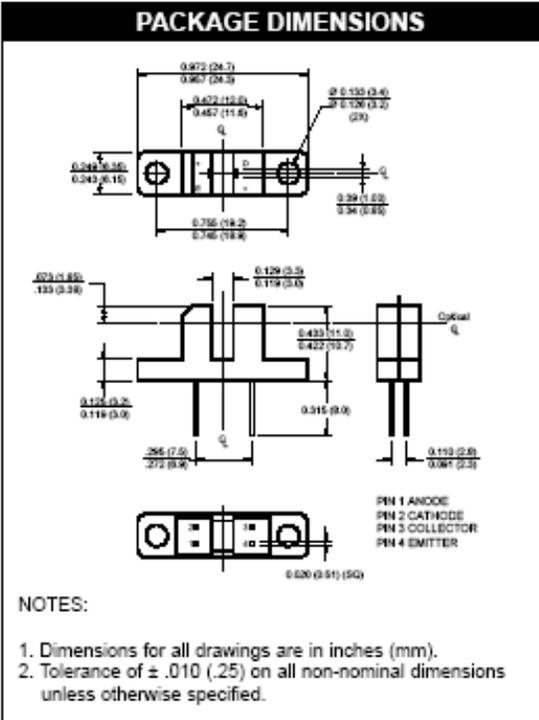


Figure 1. Input Offset-Voltage Null Circuit

H21A1 PHOTOTRANSISTOR OPTICAL INTERRUPTER SWITCH



**H21A1 / H21A2 / H21A3
PHOTOTRANSISTOR
OPTICAL INTERRUPTER SWITCH**



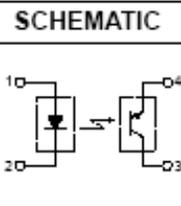
DESCRIPTION

The H21A1, H21A2 and H21A3 consist of a gallium arsenide infrared emitting diode coupled with a silicon phototransistor in a plastic housing. The packaging system is designed to optimize the mechanical resolution, coupling efficiency, ambient light rejection, cost and reliability. The gap in the housing provides a means of interrupting the signal with an opaque material, switching the output from an "ON" to an "OFF" state.



FEATURES

- Opaque housing
- Low cost
- .035" apertures
- High $I_{C(ON)}$



1. Derate power dissipation linearly 1.33 mW/°C above 25°C.
2. RMA flux is recommended.
3. Methanol or isopropyl alcohols are recommended as cleaning agents.
4. Soldering iron tip $\frac{1}{16}$ " (1.6mm) minimum from housing.

ABSOLUTE MAXIMUM RATINGS ($T_A = 25^\circ\text{C}$ unless otherwise specified)

| Parameter | Symbol | Rating | Unit |
|---|-------------|----------------|------|
| Operating Temperature | T_{OPR} | -55 to +100 | °C |
| Storage Temperature | T_{STG} | -55 to +100 | °C |
| Soldering Temperature (Iron) ^(2,3 and 4) | T_{SOL-I} | 240 for 5 sec | °C |
| Soldering Temperature (Flow) ^(2 and 3) | T_{SOL-F} | 260 for 10 sec | °C |
| INPUT (EMITTER) | | | |
| Continuous Forward Current | I_F | 50 | mA |
| Reverse Voltage | V_R | 6 | V |
| Power Dissipation ⁽¹⁾ | P_D | 100 | mW |
| OUTPUT (SENSOR) | | | |
| Collector to Emitter Voltage | V_{CEO} | 30 | V |
| Emitter to Collector Voltage | V_{ECO} | 4.5 | V |
| Collector Current | I_C | 20 | mA |
| Power Dissipation ($T_C = 25^\circ\text{C}$) ⁽¹⁾ | P_D | 150 | mW |



H21A1 / H21A2 / H21A3 PHOTOTRANSISTOR OPTICAL INTERRUPTER SWITCH

| ELECTRICAL / OPTICAL CHARACTERISTICS (T _A = 25°C)(All measurements made under pulse condition) | | | | | | | |
|---|--|----------------------|---------|------|-----|------|-------|
| PARAMETER | TEST CONDITIONS | SYMBOL | DEVICES | MIN | TYP | MAX | UNITS |
| INPUT (EMITTER) | | | | | | | |
| Forward Voltage | I _F = 60 mA | V _F | All | — | — | 1.7 | V |
| Reverse Breakdown Voltage | I _R = 10 μA | V _R | All | 6.0 | — | — | V |
| Reverse Leakage Current | V _R = 3 V | I _R | All | — | — | 1.0 | μA |
| OUTPUT (SENSOR) | | | | | | | |
| Emitter to Collector Breakdown | I _F = 100 μA, E _e = 0 | BV _{ECO} | All | 6.0 | — | — | V |
| Collector to Emitter Breakdown | I _C = 1 mA, E _e = 0 | BV _{CEO} | All | 30 | — | — | V |
| Collector to Emitter Leakage | V _{CE} = 25 V, E _e = 0 | I _{CEO} | All | — | — | 100 | nA |
| COUPLED | | | | | | | |
| On-State Collector Current | I _F = 5 mA, V _{CE} = 5 V | I _{C(ON)} | H21A1 | 0.15 | — | — | mA |
| | | | H21A2 | 0.30 | — | — | |
| | | | H21A3 | 0.60 | — | — | |
| | I _F = 20 mA, V _{CE} = 5 V | | H21A1 | 1.0 | — | — | |
| | | | H21A2 | 2.0 | — | — | |
| | | | H21A3 | 4.0 | — | — | |
| | I _F = 30 mA, V _{CE} = 5 V | | H21A1 | 1.9 | — | — | |
| | | | H21A2 | 3.0 | — | — | |
| | | | H21A3 | 5.5 | — | — | |
| Saturation Voltage | I _F = 20 mA, I _C = 1.8 mA | V _{CE(SAT)} | H21A2/3 | — | — | 0.40 | V |
| | I _F = 30 mA, I _C = 1.8 mA | | H21A1 | — | — | 0.40 | V |
| Turn-On Time | I _F = 30 mA, V _{CC} = 5 V, R _L = 2.5 KΩ | t _{ON} | All | — | 8 | — | μs |
| Turn-Off Time | I _F = 30 mA, V _{CC} = 5 V, R _L = 2.5 KΩ | t _{OFF} | All | — | 50 | — | μs |