

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
CARACTERIZAR Y MONITOREAR LA CONDICIÓN DINÁMICA DE LAS
BOMBAS HIDRAULICAS DE PISTONES AXIALES**

**SERGIO ANDRES CALA CHAVEZ
JHON JAIRO LIZCANO MEZA**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
CARACTERIZAR Y MONITOREAR LA CONDICIÓN DINÁMICA DE LAS
BOMBAS HIDRAULICAS DE PISTONES AXIALES**

**SERGIO ANDRES CALA CHAVEZ
JHON JAIRO LIZCANO MEZA**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
CARLOS BORRÁS PINILLA
Ingeniero Mecánico**

**Codirector
JORGE LUIS CHACON VELAZCO
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

Nota de Aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Bucaramanga, 18 de Mayo de 2010

DEDICATORIA

*No sólo quisiera dedicar este trabajo
Sino todo cuanto soy y todo cuanto tengo
A los más grandes seres que el destino
Puso en mi camino. Este proyecto es de,
Por y para mi madre, padre y hermanos*

SERGIO ANDRÉS CALA CHAVEZ

*Primeramente a Dios quien me da fortalezas en
Aquellos momentos en donde todo parece perdido*

A mi familia por brindarme su apoyo incondicional

*A mis compañeros de ingeniería mecánica
por sus consejos*

JHON JAIRO

AGRADECIMIENTOS

Los autores de este proyecto agradecen a todas aquellas personas que de una forma u otra forma estuvieron involucradas en el desarrollo del mismo, especialmente:

A Carlos Borrás Pinilla, ingeniero mecánico, director del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A Jorge Luis Chacón Velazco, ingeniero mecánico y codirector del proyecto.

Al señor Gonzalo, Henry y Freddy, quienes están encargados del taller de mecánica y laboratorios, por su ayuda en la construcción del proyecto en la parte de mecanizados, soldadura y eléctrica respectivamente.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	24
1. FORMULACION DEL PROBLEMA.....	27
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	27
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.....	28
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.....	29
1.3.1 Objetivos Generales	29
1.3.2 Objetivos Específicos.....	30
2. MARCO TEORICO	32
2.1 HIDRÁULICA.....	32
2.2 BOMBAS HIDRÁULICAS	32
2.2.1 Factores importantes a la hora de seleccionar una bomba hidráulica	33
2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS HIDRÁULICAS.....	35
2.4 CIRCUITO HIDRÁULICO ABIERTO	42
2.5 CIRCUITO HIDRÁULICO CERRADO	43
2.6 BOMBA HIDRÁULICA EATON 54 DEL BANCO DE PRUEBAS.....	45
2.6.1 Aplicación en la industria de la bomba Eaton	48
2.7 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	50
2.7.1 Transducción	51
2.7.2 Conversión análoga-digital	53
3. DESCRIPCION DE LAS HERRAMIENTAS IMPLEMENTADAS PARA EL DESARROLLO DE CADA UNO DE LOS INSTRUMENTOS VIRTUALES (VIS).....	55
3.1 HERRAMIENTAS DE DESARROLLO DEL SOFTWARE	56
3.1.1 Software para la configuración de hardware.....	56

3.2 HARDWARE PARA LA ADQUISICIÓN DE DATOS	58
3.3 HARDWARE PARA LA CAPTURA DE VARIABLES FÍSICAS.....	60
4. MANTENIMIENTO PREDICTIVO Y MONITOREO POR CONDICIÓN EN BOMBAS HIDRÁULICAS DE PISTONES AXIALES	66
4.1 INTRODUCCIÓN AL MANTENIMIENTO PREDICTIVO	66
4.2 ANÁLISIS DE CONDICIÓN MEDIANTE VIBRACIONES MECÁNICAS EN BOMBAS HIDRÁULICAS DE PISTONES AXIALES	69
4.3 DIAGNOSTICO DE FALLAS EN BOMBAS HIDRÁULICAS DE PISTONES AXIALES	74
4.3.1 Fallas en bombas de pistones axiales.....	74
4.3.2 Monitoreo de condición basado en análisis espectrales.....	76
4.4 CARACTERIZACIÓN DE FALLAS EN BOMBAS MEDIANTE ANÁLISIS ESPECTRALES	78
5. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS	88
5.1 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	89
5.2 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA	98
5.3 DISEÑO MECÁNICO DEL BANCO.....	101
5.3.1 Soporte de la bomba	101
5.3.2 Selección de elementos de transmisión de potencia y acoplamiento.....	117
5.4 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	125
5.4.1 Circuito hidráulico	125
5.4.2 Bomba hidráulica	126
5.4.3 Sección de simulación de carga	127
5.4.4 Selección de válvulas de cartucho.....	128
5.4.5 Selección del manifold hidráulico.....	131
5.5 SELECCIÓN DE ACCESORIOS HIDRÁULICOS Y TRANSDUCTORES	133

5.5.1 ACCESORIOS HIDRAULICOS	134
5.5.2 Transductores	136
5.6 HARDWARE Y CONEXIONES DE SENSORES	140
5.7 IMPLEMENTACIÓN DEL SOFTWARE LABVIEW DE MONITOREO PARA EL VI.....	142
5.7.1 Descripción de las VI del banco	143
6. CONSTRUCCION Y MONTAJE.....	153
6.1 CONSTRUCCIÓN	153
6.1.1 Estructura principal	155
6.1.2 Sistema de anclaje.....	159
6.1.3 Soporte de bomba	161
6.1.4 Sistema de guiado de la bomba	161
6.1.5 Soporte de valvula de simulacion de carga	163
6.1.6 Estructura superior (tanque)	164
6.1.7 Tanque hidráulico	164
6.2 MONTAJE DE COMPONENTES	165
6.3 ACONDICIONAMIENTO DEL BANCO DE MOTOR DIESEL.....	167
6.3.1 Proceso de adecuación del motor diesel	169
6.4 PRESUPUESTO	172
7. PRUEBAS Y RESULTADOS	177
CONCLUSIONES	192
RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES.....	194
BIBLIOGRAFÍA.....	195
ANEXOS.....	197

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Curva típica de eficiencia volumétrica	34
Figura 2. Clasificación de bombas hidráulicas	35
Figura 3. Bombas de engranajes externos	36
Figura 4. Bomba de engranajes internos	37
Figura 5. Bombas de paletas	37
Figura 6. Bombas de pistones radiales	38
Figura 7. Funcionamiento de bomba de pistones axiales	39
Figura 8. Partes bombas de pistones axiales	40
Figura 9. Bomba de Pistones Axiales desplazamiento fijo.....	40
Figura 10. Corte de bomba de pistones axiales de desplazamiento variable	41
Figura 11. Circuito hidráulico abierto	42
Figura 12. Circuito hidráulico de lazo cerrado.....	43
Figura 13. Bomba Eaton 54	45
Figura 14. Partes principales de la bomba EATON 54.....	45
Figura 15. Control de desplazamiento variable de la bomba	46
Figura 16. Gráfica caudal Vs velocidad de rotación de bombas Eaton 33-76, para máximo Angulo del plato basculante (18°).....	47
Figura 17. Mezcladora de concreto (hormigonera)	48
Figura 18. Componentes del circuito hidráulico para una hidrotensión de circuito cerrado típico.....	49
Figura 19. Sistema de adquisición de datos	51
Figura 20. Señal senoidal y su versión digital con una resolución de 3 bit ...	54
Figura 21. Ventana principal del software "MAX"	58
Figura 22. Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6210	59
Figura 23. Medidores de flujo.....	61
Figura 24. Sensor de velocidad	62
Figura 25. Acelerómetro	63

Figura 26. Esquema de sensores de presión	65
Figura 27. Gestión de un sistema de mantenimiento predictivo.	68
Figura 28. Señal en el dominio de tiempo.....	71
Figura 29. Señal en el dominio del tiempo y frecuencia.....	71
Figura 30. Vibración armónica	73
Figura 31. Señal vibración aleatoria.....	73
Figura 32. Señal continúa dividida en tiempos iguales	74
Figura 33. Plato distribuidor	77
Figura 34. Espectro obtenido apartir de las mediciones del acelerometro....	77
Figura 35. Monitoreo de una bomba de pistones axiales.....	79
Figura 36. Espectro de presión de la bomba	79
Figura 37. Espectro de vibración de la bomba.....	80
Figura 38. Espectros para las cinco condiciones	81
Figura 39. Ubicación de los sensores en el bando de pruebas del SH-60B .	83
Figura 40. Espectros obtenidos de los casos de falla	84
Figura 41. Generación artificial de fuga en una bomba de pistones axiales .	85
Figura 42. Comparación de las formas de la onda de presión.....	86
Figura 43. Espectro de presión de una bomba con fugas en los pistones....	87
Figura 44. Motor diesel del LMTA	91
Figura 45. Banco alternativa 2	92
Figura 46. Banco alternativa 3	95
Figura 47. Descripción alternativa 3.....	96
Figura 48. Banco alternativa 4	97
Figura 49. Descripción alternativa seleccionada.....	100
Figura 50. Soporte de la bomba.....	103
Figura 51. Tanque de aceite	104
Figura 52. Enmallado del soporte de la bomba.....	108
Figura 53. Cargas y soportes.....	109
Figura 54. Esfuerzo equivalente	109
Figura 55. Deformación total.....	110

Figura 56. Factor de seguridad del soporte de la bomba.....	110
Figura 57. Cargas y soportes de la estructura del tanque	111
Figura 58. Deformación total.....	112
Figura 59. Esfuerzo equivalente	112
Figura 60. Factor de seguridad	113
Figura 61. Cargas y soportes en la estructura principal.....	114
Figura 62. Esfuerzo equivalente	115
Figura 63. Deformación total.....	115
Figura 64. Factor de seguridad	115
Figura 65. Modos de vibración de la estructura	116
Figura 66. Sistema de acoplamiento motor-bomba de un camión minero ..	118
Figura 67. Sistema de transmisión de potencia motor-bomba del banco ...	119
Figura 68. Acople flexible Rex omega	119
Figura 69. Dimensiones de acople Rex omega	122
Figura 70. Circuito hidráulico	126
Figura 71. Bomba hidráulica EATON 54.....	127
Figura 72. Manifolds compatibles	131
Figura 73. Perilla de control de la válvula	133
Figura 74. Manifold de simulación de carga	133
Figura 75. Accesorios hidráulicos	136
Figura 76. Flujo metro.....	137
Figura 77. Transductor de presión	138
Figura 78. Acelerómetro BRUEL & KJAER 4513.....	139
Figura 79. Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6216	140
Figura 80. Conexión de sensores en sus respectivos terminales	141
Figura 81. Panel frontal del banco	144
Figura 82. Diagrama de bloques panel frontal	145
Figura 83. Case structure para cada sensor.....	145
Figura 84. Panel frontal para Acelerómetro	146
Figura 85. DAQ Assitant	147

Figura 86. Bloque de selección de canal de la señal del acelerómetro	148
Figura 87. Diagrama de bloques acelerómetro	149
Figura 88. Diagrama de bloques para generar reporte en word	149
Figura 89. Panel frontal para el transductor de presión	150
Figura 90. Panel frontal para el Flujómetro	151
Figura 91. Diagrama de bloques.....	152
Figura 92. Diagrama de bloque SubVI para la conversión de frecuencia a flujo	152
Figura 93. Torno PONAR WROCKAW	153
Figura 94. Taladro de árbol WMW HECKERT	154
Figura 95. Fresadora WMW HECKERT	154
Figura 96. Centro de mecanizado LEADWELL V-20	155
Figura 97. Estructura principal	156
Figura 98. Sistema de nivelación y transporte	157
Figura 99. Pies niveladores	158
Figura 100. Plataforma de trabajo.....	159
Figura 101. Mecanizado de platinas de anclaje	160
Figura 102. Montaje de platinas de anclaje	160
Figura 103. Soporte de la bomba.....	161
Figura 104. Sistema de guiado de la bomba	162
Figura 105. Elaboración de guías del sistema de guiado	162
Figura 106. Acabado final del sistema de guiado de la bomba.....	163
Figura 107. Soporte de manifold hidráulico	163
Figura 108. Estructura para soportar tanque hidráulico	164
Figura109. Tanque hidráulico	165
Figura 110. Banco desarmado.....	165
Figura 111. Conjunto ensamblado	166
Figura 112. Banco de motor diesel inicialmente	167
Figura 113. Panel de control antiguo del motor	168
Figura 114. Cableado antiguo del motor	168

Figura 115. Reubicación del radiador del motor	169
Figura 116. Panel de control diseñado	170
Figura 117. Cableado nuevo.....	171
Figura 118. Aspecto final del banco de motor diesel	172
Figura 119. Esquema del sistema.....	177
Figura 120. Imagen del sistema de prueba.....	178
Figura 121. Sistema de adquisición de datos	179
Figura 122. Espectro flujo de drenaje a 300 psi.....	181
Figura 123. Espectro Flujo de drenaje a 500 psi.....	182
Figura 124. Flujo de drenaje a 800 psi.....	182
Figura 125. Curva de flujo bomba de precarga.....	183
Figura 126. Gráfica de presión Vs tiempo y el espectro de frecuencia	186
Figura 127. Espectros de vibración a tres condiciones de presión	188
Figura 128. Platos de presión usados y nuevos	189
Figura 129. Espectros de vibración de la bomba con desgaste en platos ..	191

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Parámetros de desempeño de bombas hidráulicas	42
Tabla 2. Características de rendimiento de la bomba EATON 54.....	46
Tabla 3. Causas y efectos de algunas fallas en bombas de pistones axiales	75
Tabla 4. Modos de Vibración	117
Tabla 5. Factores de servicio para bombas	122
Tabla 6. Parámetros de selección de acople Rex omega.....	123
Tabla 7. Parámetros de selección de Junta Cardan	124
Tabla 8. Selección de cartucho.....	129
Tabla 9. Selección diámetro de manifold	132
Tabla 10. Accesorios hidráulicos	134
Tabla 11. Componentes del panel de control del motor.....	171
Tabla 12. Presupuesto.....	173

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Calibración de instrumentos

ANEXO B. Planos

ANEXO C. Catálogos de selección

ANEXO D. Manual de operación y mantenimiento del banco

NOMENCLATURA

C_b	Capacidad volumétrica de la bomba [pulg ³ /rev]
D_a	Densidad del aceite [Kg/L]
f	Frecuencia [Hz]
fs	Frecuencia de muestreo [Hz]
m_b	Peso de la bomba [Kg]
M_b	Momento que genera la bomba en el soporte [Nm]
m_s	Peso del soporte de la bomba [Kg]
n	Velocidad [RPM]
P	Presión [Psi]
Pot_h	Potencia hidráulica de la bomba
Pot_m	Potencia mecánica del motor
Q_B	Caudal de la bomba [GPM]
Q_{TB}	Caudal teórico de la bomba [GPM]
t	Tiempo [S]
T_c	Torque continuo [Lb-pulg, Nm]
T_m	Torque del motor [Lb-pulg, Nm]
V_a	Volumen del aceite [L]
W	Vector rotatorio con velocidad angular constante
W_b	Carga que genera la bomba [N]
W_v	Carga vertical sobre estructura [N]
W_T	Carga del tanque [N]
X_G	Centro de masa de la bomba [m, pulg]

LETRAS GRIEGAS

θ Angulo de inclinación de la placa basculante de la bomba

φ Fase de la vibración

η_B Eficiencia total de la bomba

η_V Eficiencia volumétrica de la bomba

η_m Eficiencia mecánica del motor

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA CARACTERIZAR Y MONITOREAR LA CONDICION DINAMICA DE LAS BOMBAS HIDRAULICAS DE PISTONES AXIALES *

AUTORES:

Sergio Andrés Cala Chávez.
Jhon Jairo Lizcano Meza. **

PALABRAS CLAVES: Bomba hidráulica, monitoreo por condición, vibración mecánica, análisis espectral.

DESCRIPCION:

El presente proyecto tiene por objetivo diseñar un banco de pruebas que proporcione al grupo de investigación DICBOT (dinámica, control y robótica), a los futuros estudiantes de maestría y pregrado de la escuela de Ingeniería Mecánica, en general, una plataforma para realizar estudios sobre metodologías aplicadas al mantenimiento predictivo de las bombas hidráulicas de pistones axiales, como lo es el diagnostico de fallas mediante análisis espectral y wavelet de las vibraciones mecánicas, señales de temperatura, flujo y presión de este componente hidráulico. Esto da cabida a posteriores estudios de técnicas de inteligencia artificial aplicadas al mantenimiento de las bombas hidráulicas.

Este proyecto nace por la necesidad de ofrecer un banco de pruebas a la escuela de ingeniería mecánica que cumpla con los requerimientos para realizar investigaciones futuras sobre el diagnostico de fallas aplicado a los sistemas hidráulicos de alta potencia, utilizando análisis de ingeniería modernos como lo son wavelets, espectrales, cepstrums, algoritmos genéticos, entre otros.

El banco de prueba nos permite monitorear mediante una interfaz grafica elaborada con el software Labview, en tiempo real variables criticas de interés en la bomba Eaton 54, como lo es el flujo de drenaje, la presión de descarga y las vibraciones mecánicas. Lo anterior con el fin de caracterizar el estado de la bomba. El equipo nos permite realizar pruebas a la bomba a unas condiciones de carga de 0 a 1000 Psi a un flujo de 35GPM y cuenta con una unidad motriz Diesel de 70 HP.

** Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Fisico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica .Director Ing. Carlos Borrás Pinilla. Codirector Ing. Jorge Luis Chacón Velazco.

ABSTRACT

TITTLE:

DESING AND CONSTRUCTION OF A TESTING EQUIPMENT TO CHARATERIZE AND MONITORING THE DINAMIC CONDITION OF THE AXIAL PISTON HIDRAULYCS PUMPS

AUTHORS:

Sergio Andrés Cala Chávez
Jhon Jairo Lizcano Meza **.

KEY WORDS: Hydraulic pump, condition monitoring, mechanical vibrations, spectral analysis.

DESCRIPTION:

This project aims to design a testing equipment to provide the research group DICBOT (dynamics, control and robotics), future master's and undergraduate students of the School of Mechanical Engineering, in general, a platform for studies predictive maintenance methodologies of axial piston hydraulic pumps, such as fault diagnosis using wavelet spectral analysis and mechanical vibration, temperature signals, flow and pressure of the hydraulic component. This allows for further studies of artificial intelligence techniques applied to maintenance of hydraulic pumps.

This project was born from the need to provide a test of mechanical engineering school that meets the requirements for future research on fault diagnosis applied to high power hydraulic systems, using modern engineering analysis such as wavelets, spectral, cepstrums, genetic algorithms, among others.

The test bench allows us to monitor through a graphical interface developed with Labview software, real-time critical variables of interest in the Eaton pump 54, as is the drainage flow, the discharge pressure and mechanical vibration. This in order to characterize the state of the pump. The equipment allows us to test the pump to load conditions from 0 to 1000 Psi at a flow rate of 35GPM unit and has a 70 HP diesel engine.

** Project of grade

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. Mechanical Engineering School. Director Ing. Carlos Borrás Pinilla. Codirector Ing. Jorge Luis Chacón Velazco.

INTRODUCCIÓN

Debido al avance tecnológico de la industria, enfocado hacia la optimización de los procesos, el área de ingeniería de mantenimiento se enfrenta al reto de lograr que las empresas alcancen sus máximos niveles de competitividad y rentabilidad, para esto requiere que los equipos sean más confiables, de mayor productividad, rendimiento y calidad, con una mayor vida útil, que utilicen mínimas inversiones en su sostenimiento, con buenas posibilidades de ser mantenidos y que no fallen en forma imprevista durante su utilización.

Durante años las empresas se han dedicado a realizarles el mantenimiento a sus equipos como una actividad más de producción; Los grupos de mantenimiento y producción los desmontan para su reparación en cada actividad de mantenimiento prevista. La razón por la cual hacen esto, es porque se basan en el hecho de que no pueden diagnosticar cuales de las partes necesitan bajarse y repararse.

El monitoreo por condición consiste en la medición de una variable física que se considera representativa de la condición del equipo y su comparación con valores que indican si el equipo está en buen estado o en deterioro. En general consiste en indicar la evolución temporal de ciertos parámetros y asociarlos a la evolución de la falla.

El campo de utilización de los sistemas hidráulicos está evolucionando ampliamente. Las áreas de aplicación se extienden desde las industrias agrícola, minera, aeronáutica, hasta la aeroespacial. Conforme los equipos accionados hidráulicamente se hacen más sofisticados, la necesidad de un mejor entendimiento de su operación y mantenimiento se incrementa. Por tal motivo se hace indispensable tener en óptimas condiciones dichos sistemas.

Para poder satisfacer estas necesidades se debe contar con laboratorios tecnificados que permitan disponer de herramientas metodológicas propias para evaluar el desempeño de estos sistemas, determinando sus parámetros efectivos de funcionamiento (Eficiencias, Caudal, Presión, etc.). Y estimar confiablemente la condición dinámica (dominio de la frecuencia y dominio del tiempo) de los sistemas hidráulicos.

Por las razones expuestas, el presente trabajo de grado titulado: **Diseño y construcción de un banco de pruebas para caracterizar y monitorear la condición dinámica de las bombas hidráulicas de pistones axiales**, tiene por objetivo diseñar un equipo que proporcione al grupo de investigación DICBOT (dinámica, control y robótica), a los futuros estudiantes de maestría y pregrado de la escuela de Ingeniería Mecánica, en general, una plataforma para realizar estudios sobre metodologías aplicadas al mantenimiento predictivo de las bombas hidráulicas de pistones axiales, como lo es el diagnóstico de fallas mediante análisis espectral y wavelet de las vibraciones mecánicas, señales de temperatura, flujo y presión de este componente hidráulico. Esto da cabida a posteriores estudios de técnicas de inteligencia artificial aplicadas al mantenimiento de las bombas hidráulicas.

El presente documento se inicia en el capítulo 1 con los planteamientos del problema referentes al proyecto, la justificación para solucionarlo, formulación del problema, terminando con los objetivos propuestos para llevar a cabo este proyecto de grado.

El capítulo (2) contiene toda la fundamentación teórica llevada a cabo para la realización del proyecto. Allí se encuentra la teoría sobre las bombas hidráulicas, circuitos hidráulicos, se describe la bomba utilizada y algunas aplicaciones. En el capítulo 3 se hace una fundamentación sobre sistemas de adquisición de datos, sensores, etc.

En capítulo (4) trata sobre el mantenimiento predictivo y se hace un énfasis en el mantenimiento basado en la condición de las bombas hidráulicas de pistones axiales.

Posteriormente en el capítulo (5) se describe el proceso de diseño del banco de pruebas, el estudio de alternativas que se tuvieron en cuenta para llegar al diseño final y seguidamente el diseño mecánico e hidráulico.

El capítulo (6) contiene el proceso de construcción y montaje del banco. El capítulo (7) contiene pruebas y análisis de resultados arrojados por el sistema de adquisición de datos del banco. Finalmente se presenta conclusiones y recomendaciones para el trabajo futuro.

Se incluye como anexo a este documento, el manual de operación y mantenimiento del banco de pruebas.

1 FORMULACION DEL PROBLEMA

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La bomba hidráulica es considerada como el corazón del sistema hidráulico, ya que es quien transforma la energía mecánica en hidráulica, este componente es un elemento altamente crítico del sistema y se hace indispensable monitorear variables como caudal, presión y vibraciones mecánicas, ya que un comportamiento anormal de uno de estos suele ser síntoma de algún problema interno en la bomba, como desgaste de elementos, desalineamiento, soldaduras mecánicas, etc. En la industria, las más usadas son las bombas de pistones axiales ya que presentan las mejores prestaciones. Sus fallas pueden presentarse en diferentes componentes, tales como los rodamientos, el grupo rotativo de los pistones (barrilete), sellos, pistones, el plato de distribución y presión, entre otros.

La Universidad Industrial de Santander en especial la escuela de Ingeniería Mecánica, por medio del grupo de investigación DICBOT (dinámica, control y robótica) está interesada en realizar estudios sobre el mantenimiento basado en condición, mantenimiento predictivo, sistemas modernos de diagnósticos, análisis y efectos de modos de fallas en las bombas de pistones axiales por análisis espectrales (dominio de la frecuencia) y wavelet (dominio del tiempo). Por tal razón, la idea de este trabajo de grado es proporcionar una herramienta necesaria para fortalecer esta labor investigativa, por medio de un banco de pruebas que cuente con la instrumentación básica necesaria y que permita para este proyecto estimar las frecuencias naturales, la condición y monitoreo de la dinámica de las bombas Hidráulica EATON serie 54 y establecer un banco robusto para investigaciones avanzadas futuras en las área de mantenimiento predictivo, mantenimiento basado en condición,

sistemas modernos de diagnósticos por análisis espectrales, wavelets y demás técnicas modernas de diagnóstico a bombas hidráulicas industriales.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Con el objetivo de contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, de promover y estimular el avance del conocimiento en los diferentes campos de acción de la ingeniería, como es el caso de la línea de investigación en mantenimiento basado en la condición, análisis de modos y efectos de fallas y diagnósticos en los sistemas hidráulicos, en particular en las bombas de pistones axiales, ya que son las más usadas en la industria.

Dado que la escuela de ingeniería mecánica perteneciente a la Universidad Industrial de Santander no cuenta en sus instalaciones con un equipo para la caracterización de la condición dinámica en bombas de pistones axiales y los componentes e instrumentación adecuada para fortalecer la líneas de investigación en el área de mantenimiento predictivo, mantenimiento basado en condición y diagnósticos de fallas, es meritorio entonces la construcción de un banco que cuente con la instrumentación necesaria para realizar tales operaciones.

La construcción del referido equipo que está parcialmente financiado por el Grupo de Investigación DICBOT, proporcionará una plataforma de estudio e investigación y desarrollo nueva al grupo de investigación, a los futuros estudiantes de la maestría y pregrado de la escuela de Ingeniería Mecánica, en general, una plataforma para realizar estudios sobre metodologías aplicadas al mantenimiento predictivo, mantenimiento basado en condición y diagnóstico de las bombas hidráulicas de pistones axiales, como lo es el diagnóstico de fallas mediante análisis espectral y wavelet de las vibraciones mecánicas y presión de este componente hidráulico y otras técnicas

modernas estocásticas a desarrollar e innovar para el beneficio de la sociedad industrial colombiana. Este proyecto será seguido de posteriores estudios de técnicas y nuevas metodologías aplicadas al mantenimiento de las bombas hidráulicas.

Con este trabajo de grado se fortalecerán las líneas de investigación relacionadas al mantenimiento basado en condición, mantenimientos predictivos y el diagnóstico de fallas en equipos complejos como son los sistemas dinámicos hidráulicos en la Universidad Industrial de Santander, específicamente en bombas de pistones axiales, las cuales son un componente crítico dentro del sistema, además de poseer un alto costo. Por tal razón la bomba hidráulica merece un especial seguimiento.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivos Generales

- ✓ Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, fortaleciendo el grupo de investigación DICBOT (dinámica, control y robótica) perteneciente a la escuela de ingeniería mecánica y adscrito a Colciencias, diseñando y construyendo un banco de pruebas para caracterizar y monitorear la condición dinámica de las bombas hidráulicas de pistones axiales EATON serie 54.
- ✓ Fortalecer las líneas de investigación relacionadas con el desarrollo de metodologías aplicadas a la dinámica de sistemas hidráulicos e ingeniería del mantenimiento en la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

1.3.2 Objetivos Específicos

✓ Diseñar y construir un banco de pruebas para caracterizar la condición dinámica estructural (carta espectral de presión y vibración y eficiencia volumétrica) de la bomba de pistones axiales EATON serie 54. El banco constará de:

- Sistema motriz diesel, con las siguientes características:
 - Motor diesel KIA 2.2 Litros y 70 HP de potencia perteneciente al laboratorio de maquinas térmicas alternativas.
- Circuito hidráulico, el cual está compuesto de:
 - Bomba hidráulica de pistones axiales de desplazamiento variable EATON serie 54 (5.44 Pulg³/rev) para hidrotransmisiones de circuito hidráulico cerrado.
 - Manifold hidráulico para simulación de carga en un rango de 0 a 1000 Psi, seleccionado para cumplir con estas prestaciones.
- Desarrollo de un sistema de adquisición de datos, para la toma de muestras realizadas por el hardware de medición, compuesto por la tarjeta de adquisición de datos National Instruments, para posteriormente realizar procesamiento digital de señales provenientes de los respectivos sensores utilizando el software Labview y/o Matlab.

El hardware de medición está compuesto por:

- Sensor de flujo de turbina axial Flowmetrics serie FM. Rango de 14 a 2000 Hz (0 – 3GPM).
- Sensor de vibración tipo acelerómetro piezoeléctrico Bruel & Kjaer, tipo 4513, ancho de banda 0 - 10 KHz.

- Transductor de presión piezoeléctrico Sensotec rango 0-3000 Psi ó equivalente.

- ✓ Reacondicionar el banco del motor diesel KIA 2.2 litros perteneciente al laboratorio de maquinas térmicas alternativas de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad industrial de Santander, con el fin de ser usado como unidad motriz del nuevo banco, esto es: mejorar aspecto físico y reubicar accesorios (panel de control, tanque de combustible, etc.) para prestar el optimo servicio al modulo de la bomba, ya que como se encuentra actualmente no cumple con este objetivo.

- ✓ Elaborar manual de funcionamiento y mantenimiento del banco de pruebas.

2. MARCO TEORICO

2.1 HIDRÁULICA

Hidráulica, según Webster¹, se define como "operado, movido, o efectuado por medio de agua." En el siglo XVII, se descubrió que un líquido a presión podría ser utilizado para transmitir potencia. Blaise Pascal (1623-1662) observó que si un líquido en un recipiente cerrado fue sometido a una fuerza de compresión, la presión resultante se transmitió en todo el sistema sin disminuir e igual en todas las direcciones.

La hidráulica es más precisa en el control de la energía y exhibe un ajuste más amplio que cualquiera de los métodos eléctricos o mecánicos. Para diseñar y aplicar de manera eficiente el sistema hidráulico, una comprensión clara de la energía, el trabajo y la energía es necesaria.

2.2 BOMBAS HIDRÁULICAS

Actividades recientes con el uso de potencia fluida incluyen su uso para realizar transmisión y funciones de control. El creciente campo de la robótica está dando a la ingeniería la oportunidad de realizar estudios sofisticados de diseño para equipos usados en sectores productivos tales como, aeroespacial, agricultura, fabricación automatizada, construcción, defensa, energía y transporte.

Todas las bombas existentes en los sistemas hidráulicos hidrostáticos son unidades de desplazamiento positivo. Las exigencias impuestas a estos elementos se plasman en la siguiente frase: Deben convertir energía

¹Diccionario internacional de Webster, disponible en la web: <http://www.merriam-webster.com/>

mecánica (par de giro y velocidad de rotación) en energía hidráulica (caudal y presión). Naturalmente en la práctica las exigencias son mucho más diferenciadas.

2.2.1 Factores importantes a la hora de seleccionar una bomba hidráulica

Al seleccionar bombas hidráulicas se deben tener en cuenta varios factores, tales como:

- Medio de servicio
- Rango de presión exigido
- Rango de caudal (ó desplazamiento por revolución)
- Montaje
- Vida útil esperada
- Nivel de ruido máximo esperado
- Precio, etc.

Desplazamiento: Las bombas están generalmente clasificadas por su desplazamiento geométrico por revolución, o por la carrera del elemento de bombeo. Esta clasificación se expresa normalmente en pulgadas cúbicas de desplazamiento por revolución (Pul^3/rev) o centímetros cúbicos por revolución (cm^3/rev). Con este desplazamiento y la velocidad de rotación de la unidad motriz se conoce entonces el caudal impulsado por la bomba, así:

Q = Desplazamiento de bomba X RPM

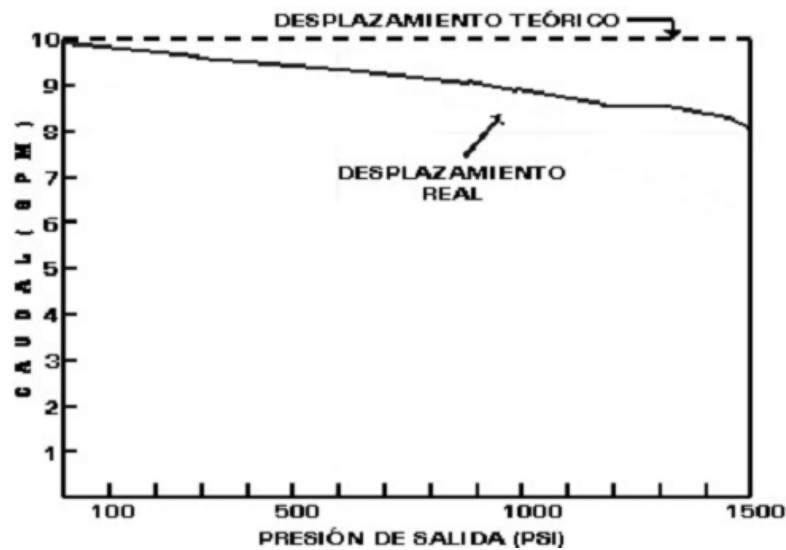
Ecuación 1.1

Este valor en la práctica va ser un valor teórico y mayor que el real, es por esto que aparece el concepto de eficiencia volumétrica, la eficiencia volumétrica de la bomba se define como en la ecuación 1,2:

$$\eta_B = \frac{Q_B}{Q_{TR}}$$

Ecuación 1.2

Las pérdidas de fluido hidráulico son en buena parte debidas a las fugas presentes en la bomba, las cuales varían con la presión, viscosidad y velocidad de empuje. En la siguiente figura 1 se muestra la curva típica de eficiencia volumétrica de una bomba hidráulica.

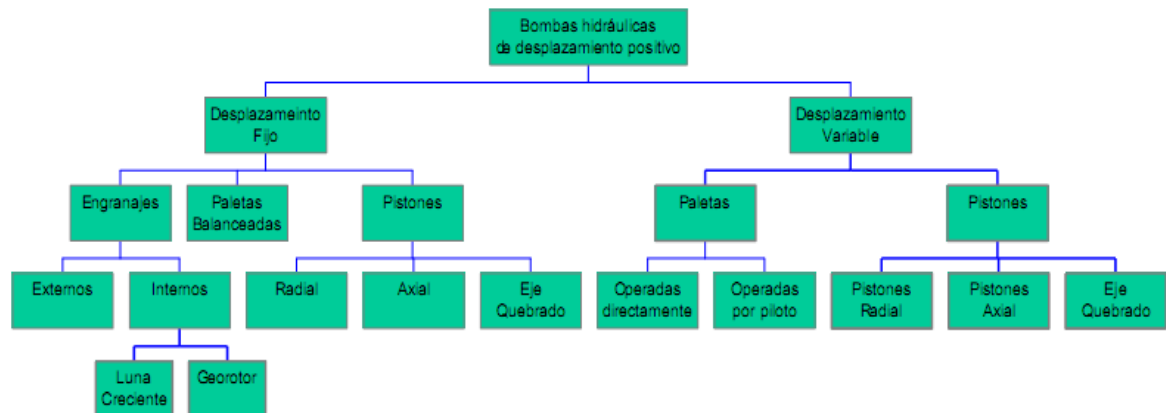


Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial. Vickers
Figura 1. Curva típica de eficiencia volumétrica

Se puede observar que a medida que la presión sube, la eficiencia volumétrica en la bomba disminuye considerablemente, esto debido a que a medida que incrementa la presión aumentan las fugas internas en los diferentes mecanismos de la bomba, tales fugas producen a su vez reducción en el caudal descargado.

2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS HIDRÁULICAS

Tres tipos de bombas son las más comúnmente usados en sector industrial; de engranajes, paletas y de pistones. En la figura 2 se muestra una clasificación detallada.

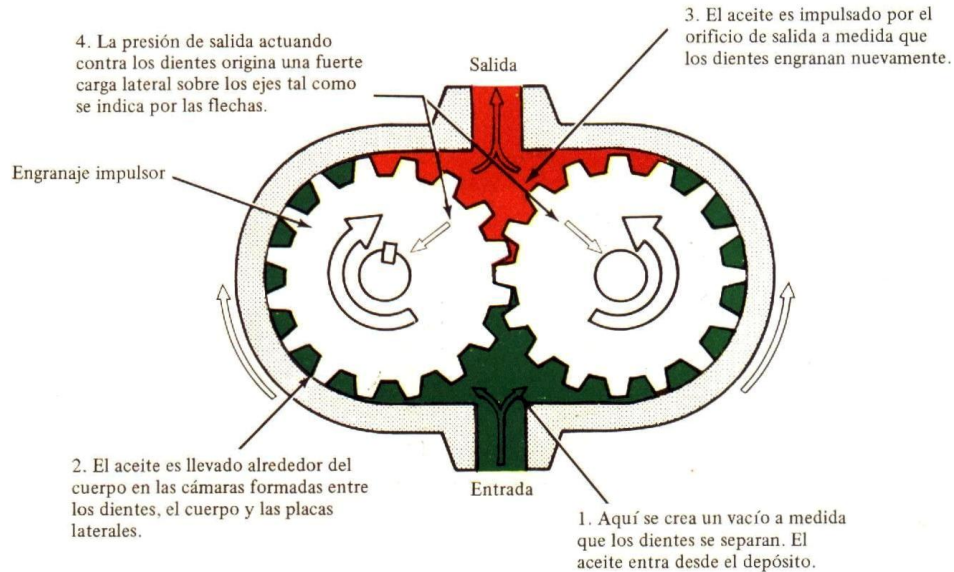


Fuente: Fundamentos y componentes de la oleohidraulica, Rexroth
Figura 2. Clasificación de bombas hidráulicas

A continuación se dará una explicación del principio de estas bombas, pero se hará énfasis en las de pistones axiales, las cuales son objeto de este proyecto.

Bombas de engranajes externos

Una bomba de engranajes (figura 3) suministra un caudal, transportando el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de los engranajes es accionado por el eje de la bomba y hace girar al otro. Las cámaras de bombeo, formadas entre los dientes de los engranajes, están cerradas por el cuerpo de la bomba y por las placas laterales (llamadas frecuentemente placas de presión o de desgaste).

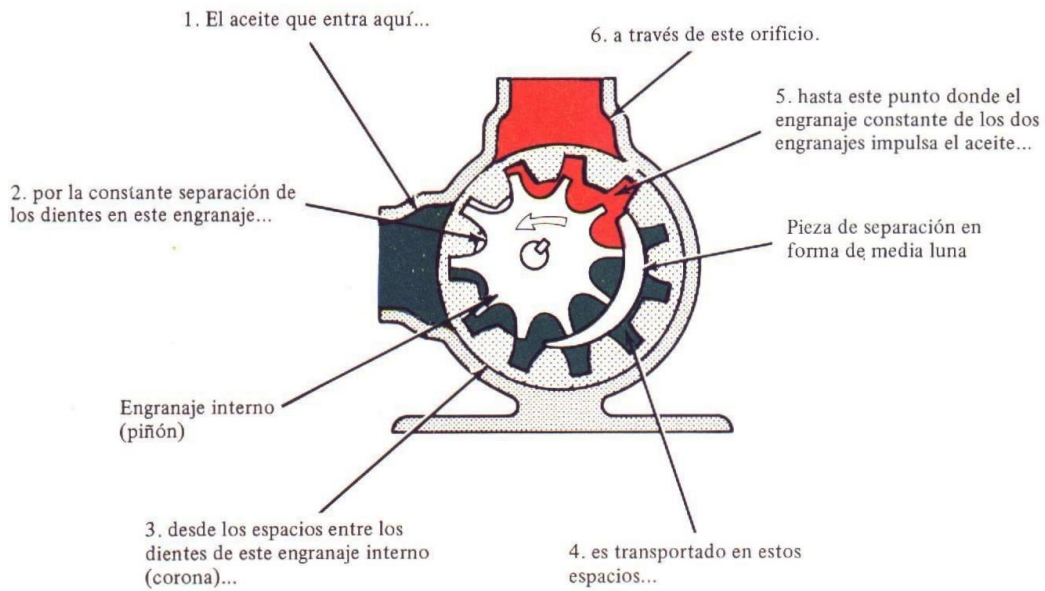


Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial. Vickers
Figura 3. Bombas de engranajes externos

Los engranajes giran en direcciones opuestas, creando un vacío parcial en la cámara de entrada de la bomba. El fluido se introduce en el espacio vacío y es transportado, por la parte exterior de los engranajes, a la cámara de salida. Cuando los dientes vuelven a entrar en contacto los unos con los otros, el fluido es impulsado hacia afuera. La alta presión existente a la salida de la bomba impone una carga no equilibrada sobre los engranajes y los cojinetes que los soportan.

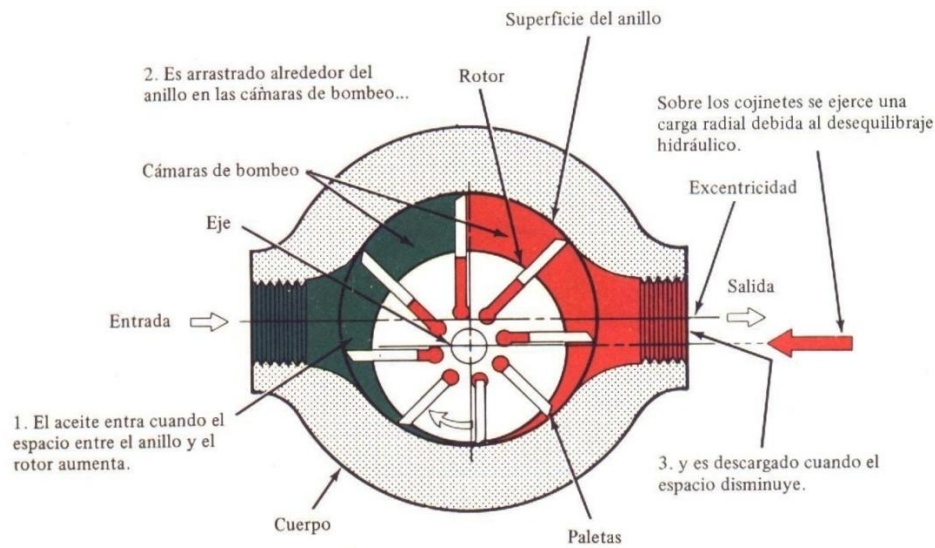
Bombas de engranajes internos

Esta bomba funciona según el mismo principio que la bomba de engranajes externos pero tiene un desplazamiento mayor. El rotor interno es girado externamente y arrastra al rotor externo. Las cámaras de bombeo se forman entre los lóbulos del rotor. La pieza de separación, en forma de media luna, no se utiliza en este caso pues los dientes del rotor interno entran en contacto con el rotor externo para cerrar las cámaras.



Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial. Vickers
Figura 4. Bomba de engranajes internos

Bomba de paletas



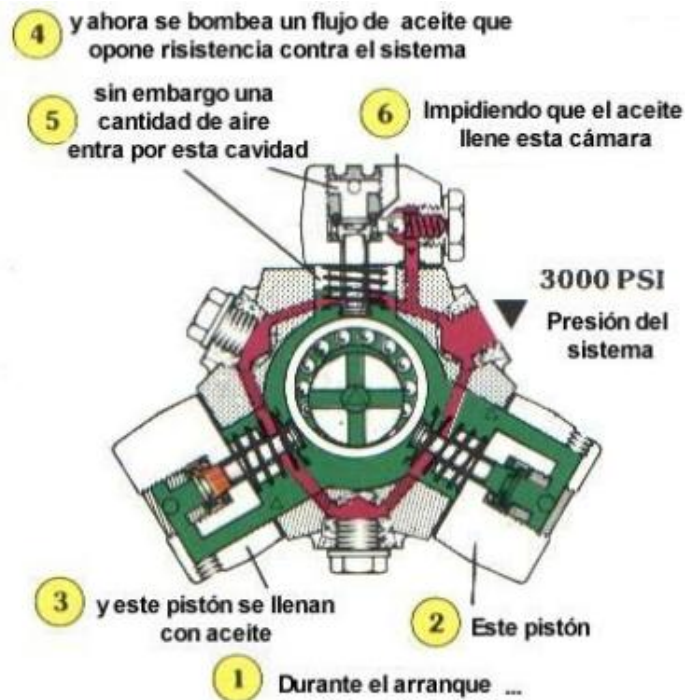
Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial. Vickers
Figura 5. Bombas de paletas

Un rotor ranurado está acoplado al eje de accionamiento y gira dentro de un anillo ovalado. Dentro de las ranuras del rotor están colocadas las paletas,

que siguen la superficie interna del anillo cuando el rotor gira. La fuerza centrífuga y la presión aplicada en la parte inferior de las paletas las mantienen apoyadas contra el anillo. Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas, rotor, anillo y las dos placas laterales.

Un vacío parcial se crea a la entrada de la bomba a medida que va aumentando el espacio comprendido entre el rotor y el anillo. El aceite que entra en este espacio queda encerrado en las cámaras de bombeo y es impulsado hacia la salida cuando este espacio disminuye. El desplazamiento de la bomba depende de la anchura del anillo y del rotor y de la separación entre los mismos.

Bombas de pistones radiales

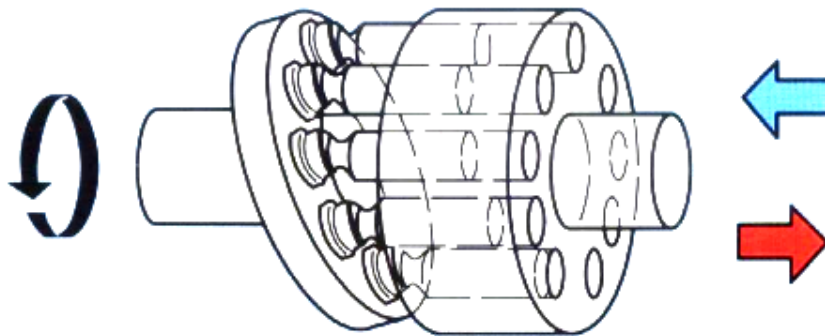


Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial. Vickers
Figura 6. Bombas de pistones radiales

En una bomba radial, el bloque de cilindros gira sobre un pivote estacionario y dentro de un anillo circular o rotor. A medida que el bloque va girando, la fuerza centrífuga, la presión hidráulica o alguna forma de acción mecánica, obliga a los pistones a seguir la superficie interna del anillo, que es excéntrico con relación al bloque de cilindros. Al tiempo que los pistones se desplazan alternativamente en sus cilindros, los orificios localizados en el anillo de distribución les permiten aspirar fluido cuando se mueven hacia afuera y descargarlo cuando se mueven hacia adentro.

Bombas de pistones axiales

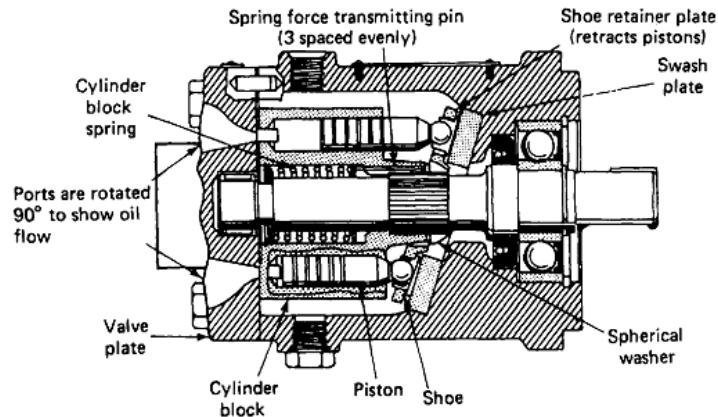
En las bombas de pistones en axiales, el conjunto de los cilindros y el eje de accionamiento tienen la misma línea central y los pistones se mueven alternativamente en sentido paralelo al eje. El tipo más sencillo de estas bombas se muestra en la figura 7.



Fuente: Fundamentos y componentes de la oleohidráulica, Rexroth
Figura 7. Funcionamiento de bomba de pistones axiales

Cuando el eje del motor (eléctrico o de combustión interna) gira. Los pistones realizan una carrera, fijada por la placa de desplazamiento (placa inclinada). El fluido llega a la bomba por el lado de baja presión (entrada) y es transportado por los pistones hacia el lado de alta presión (salida).

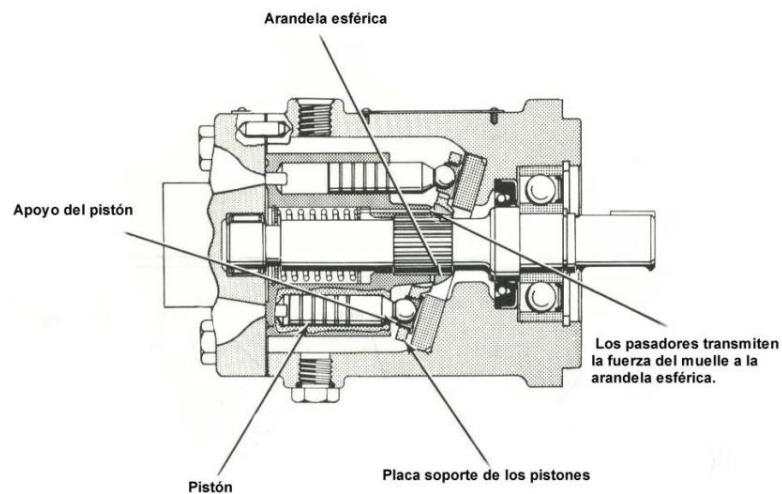
De los tipos de bombas usadas en hidráulica, mencionadas anteriormente, son las bombas de pistones axiales las más ampliamente usadas en la industria debido a sus ventajas. Pueden trabajar en un amplio rango de presiones, tienen una alta eficiencia volumétrica, son confiables y de fácil control. En la figura 8 se muestra una con sus partes más importantes.



Fuente: Handbook of Hydraulic Fluid Technology. George E. Totten

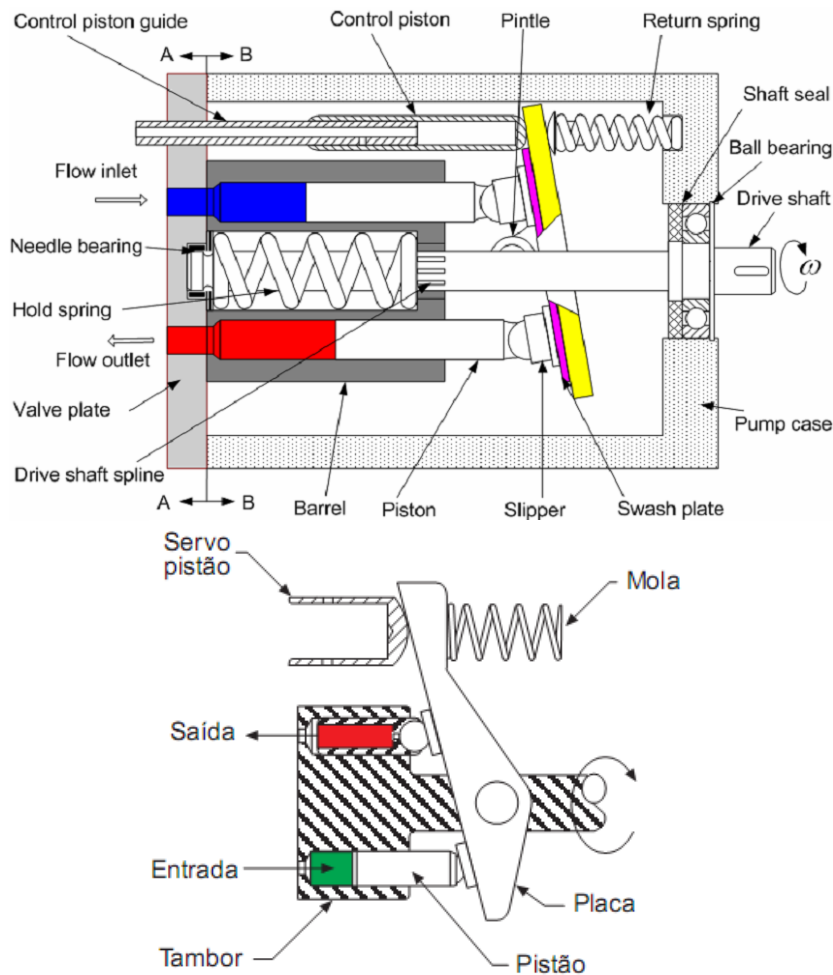
Figura 8. Partes bombas de pistones axiales

Las bombas de pistones axiales pueden ser diseñadas de desplazamiento fijo o variable. En las de desplazamiento fijo el flujo de salida no es ajustable. En algunas bombas puede variar el flujo de salida cambiando el ángulo de los pistones, estas son llamadas de desplazamiento variable (ver figura 9).



Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial. Vickers

Figura 9. Bomba de Pistones Axiales desplazamiento fijo



Fuente: Condition Monitoring of Axial Piston Pump, Zeliang Li
Figura 10. Corte de bomba de pistones axiales de desplazamiento variable

El desplazamiento de la bomba de pistones axiales determinada por la distancia que los pistones se desplazan dentro del barril. Para cambiar el deslizamiento en una bomba de pistones axiales, se debe cambiar el ángulo de la placa basculante, para cambiar la longitud de la carrera del pistón y el volumen de la bomba. Con la placa basculante ubicada en el máximo ángulo, los pistones alcanzan su máximo desplazamiento y por lo tanto la bomba entrega el máximo caudal. Con la placa deslizante situada en un ángulo pequeño, sucede lo contrario.

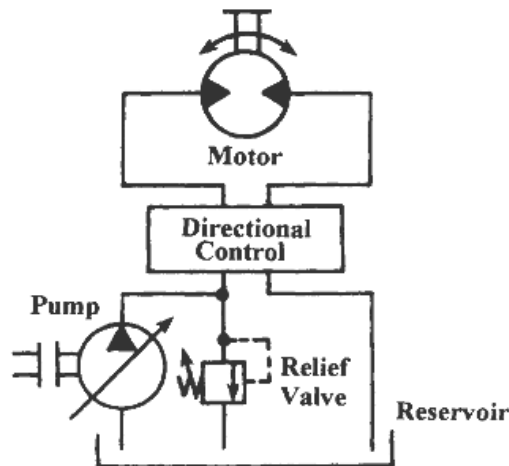
Tabla 1. Parámetros de desempeño de bombas hidráulicas

Hydraulic Pump Type	Flow	Maximum Pressure (psi)	Maximum Speed (rpm)	Total Efficiency (%)
External Gear	Fixed	3,600	500–5,000	85–90
Internal Gear	Fixed	3,000	900–1,800	90
Vane	Fixed	2,500	900–3,000	86
Vane	Variable	1,000–2,300	750–2,000	85
Radial Piston	Fixed	10,000	1,000–3,400	90
Axial Piston (bent axis)	Fixed	5,100–6,500	950–3,200	92
Axial Piston (bent axis)	Variable	5,800	500–4,100	92
Axial Piston (swash plate)	Variable	4,600–6,500	500–4,300	91

Fuente: Handbook of Hydraulic Fluid Technology. George E. Totten

La bomba de pistones se caracteriza por presiones más altas de todas las bombas normalmente encontradas en aplicaciones de hidráulica. Es construida en configuraciones de pistones axiales, radiales y eje quebrado, además de desplazamiento fijo y variable. La configuración que más predomina en los sistemas hidráulicos es la de pistones axiales.

2.4 CIRCUITO HIDRÁULICO ABIERTO



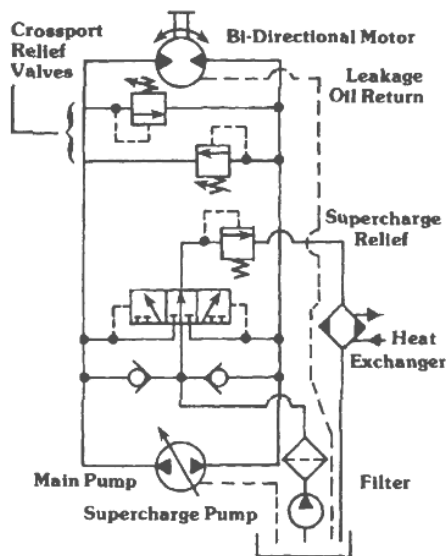
Fuente: Handbook of Hydraulic Fluid Technology. George E. Totten

Figura 11. Circuito hidráulico abierto

Este tipo de circuito es por lejos el diseño más popular. Un ejemplo de este circuito es mostrado en la figura 11. En esta figura un motor eléctrico suministra potencia a una bomba de desplazamiento variable que conduce aceite hidráulico desde el reservorio y lleva al fluido hacia una válvula de control direccional. Desde la válvula direccional el fluido puede ser conducido a cada lado del motor hidráulico reversible y después nuevamente hacia el reservorio.

Las bombas utilizadas en circuitos abiertos solamente pueden bombear el fluido en una dirección y a diferencia del motor hidráulico los puertos de succión y descarga no son el mismo tamaño. La ventaja de este tipo de circuito es que una bomba simple puede operar diferentes actuadores simultáneamente. La desventaja es el gran tamaño requerido para el reservorio de aceite, el cual debe ser mayor o igual a tres veces el volumen que la bomba puede suministrar en un minuto.

2.5 CIRCUITO HIDRÁULICO CERRADO



Fuente: Handbook of Hydraulic Fluid Technology. George E. Totten

Figura 12. Circuito hidráulico de lazo cerrado

En contraste con el circuito de lazo abierto, el circuito cerrado elimina la necesidad de un gran reservorio. La figura 12 muestra un circuito de lazo cerrado, en este diseño una bomba bidireccional es usada para mover un motor hidráulico reversible. El diseño del circuito siempre es diseñado en conjunto con un pequeño circuito de precarga. El circuito de precarga consiste de una pequeña bomba de desplazamiento fijo (usualmente cerca del 15% del desplazamiento de la bomba principal), un pequeño reservorio para el aceite hidráulico, filtros y un intercambiador de calor.

La función del circuito de precarga es suministrar fluido fresco y filtrado al circuito principal a través de dos válvulas de cheque, las cuales están dispuestas de tal forma que el fluido se dirija por el lado donde se detecte el diferencial de presión más bajo entre las dos válvulas. La presión allí es limitada entre 100-300 Psi por la válvula de alivio de precarga.

La ventaja de un circuito de lazo cerrado es que sistemas de gran potencia son compactos y eficientes, y requieren de menos almacenamiento de fluido. La alta eficiencia se debe al control de la bomba, el cual está diseñado para suministrar solamente el fluido requerido por el actuador. La bomba es el corazón del sistema y controla la dirección, velocidad, aceleración y torque del motor hidráulico, lo cual elimina los componentes de control de presión y flujo.

En contraste este tipo de circuitos puede solo generalmente usarse con actuadores tipo motor hidráulico como lo son las hidrotransmisiones.

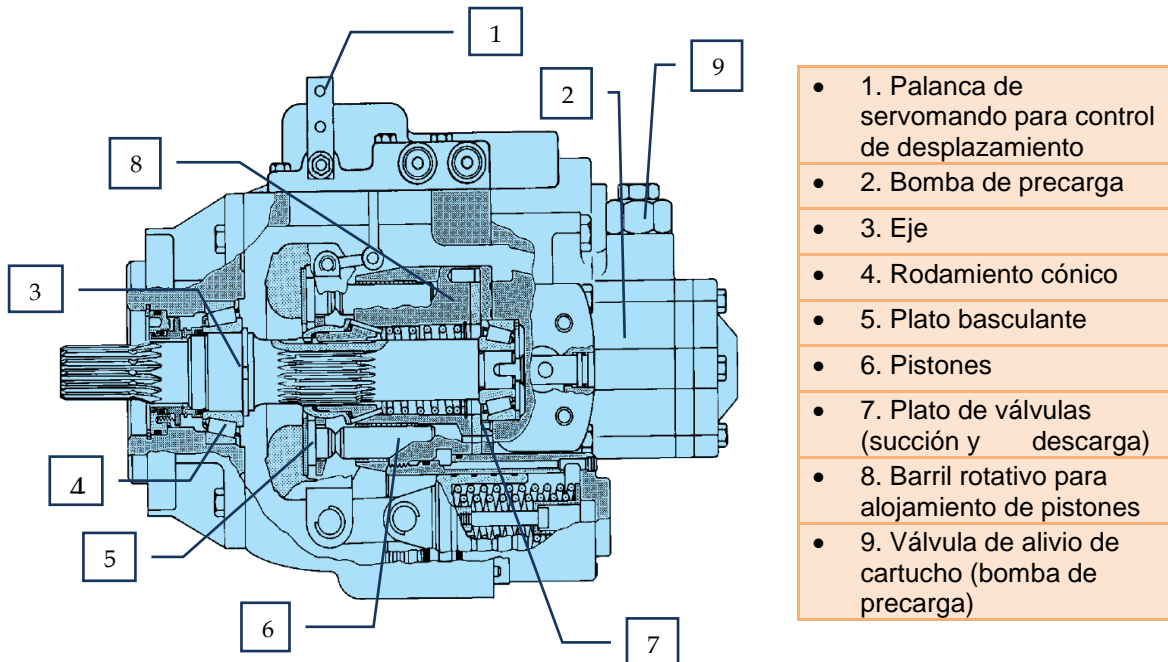
2.6 BOMBA HIDRÁULICA EATON 54 DEL BANCO DE PRUEBAS



Fuente: www.eaton.com

Figura 13 Bomba Eaton 54

Las bombas Eaton 33, 39, 46, 54, 64 Y 76 están diseñadas para operar en transmisiones hidrostáticas de servicio pesado. Estas son actualmente usadas en la industria agrícola, mezcladoras de concreto, tractores, equipos de minería y muchas aplicaciones más.

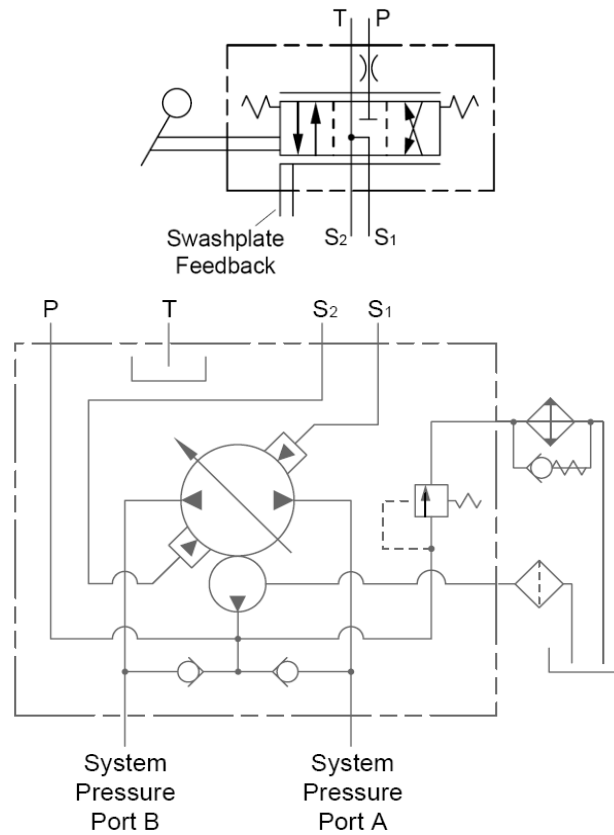


Fuente: Eaton Heavy Duty Hydrostatic Transmissions. EATON Hydraulics

Figura 14. Pates principales de la bomba EATON 54

Tabla 2. Características de rendimiento de la bomba EATON 54

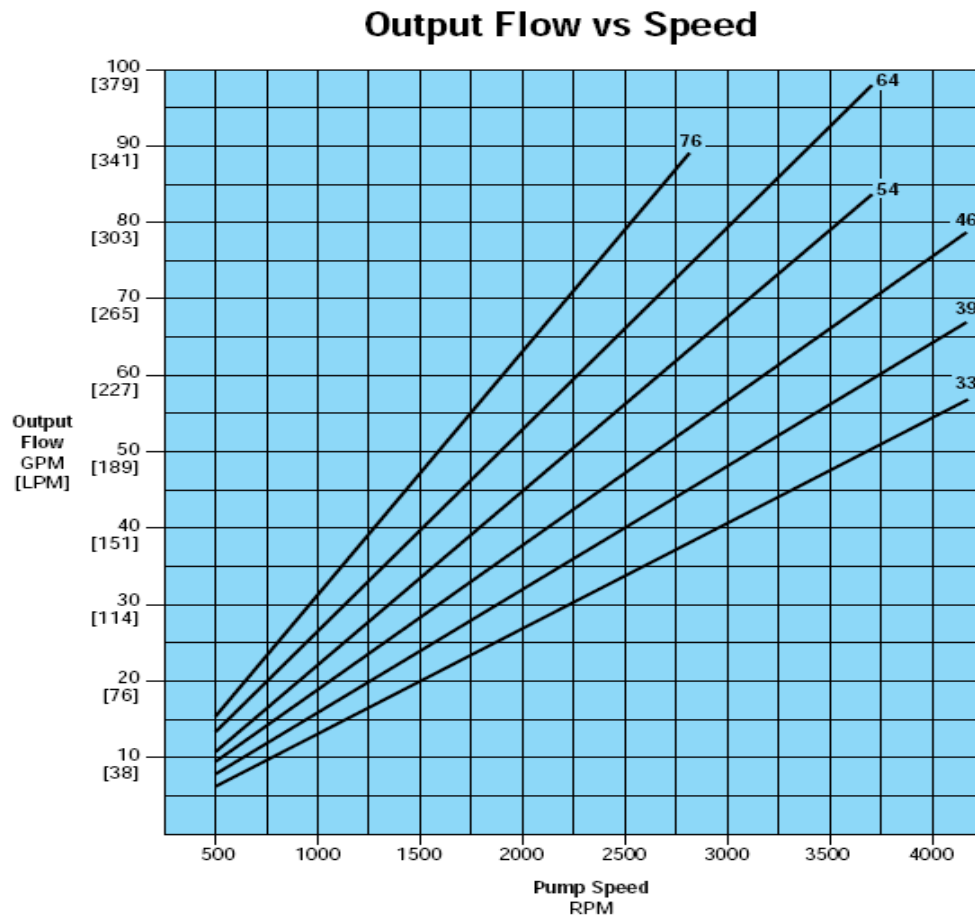
Displacement	in ³ /rev	5.44
	cm ³ /rev	89,1
Maximum Shaft Speed*	RPM @ 18°	3720
Peak Pressure***	PSI [bar]	6000 [415]
Output Flow	GPM @ 3500 PSI	84.1
	LPM @ 241 bar	318
Input Torque	lb-in @ 3500 PSI	3285
	Nm @ 241 bar	371



Fuente: Eaton Heavy Duty Hydrostatic Transmissions. EATON Hydraulics
Figura 15. Control de desplazamiento variable de la bomba

Este tipo de bombas Eaton son de desplazamiento variable y contienen un grupo rotativo con 9 pistones. El desplazamiento es variado controlando la presión en dos servopistones que posicionan el plato basculante (figura 15 atrás).

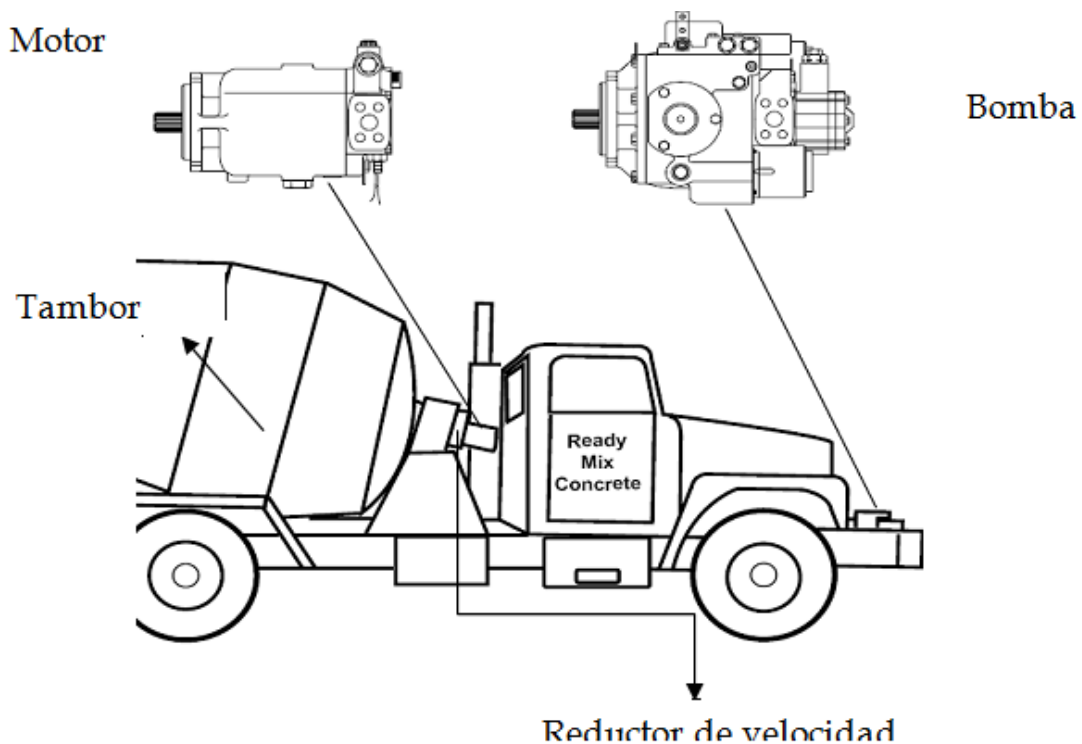
El plato basculante rota por medio de un rodamiento cónico. Tiene incluida una bomba de precarga con dos válvulas de alivio de cartucho. La bomba de precarga esta disponibles de 4 desplazamientos diferentes según la aplicación, 13.9, 21, 27.8 y 34.7 Cm³/rev.



Fuente: Eaton Heavy Duty Hydrostatic Transmissions. EATON Hydraulics
Figura 16. Grafica caudal Vs velocidad de rotación de bombas Eaton 33-76, para máximo Angulo del plato basculante (18°).

2.6.1 Aplicación en la industria de la bomba Eaton

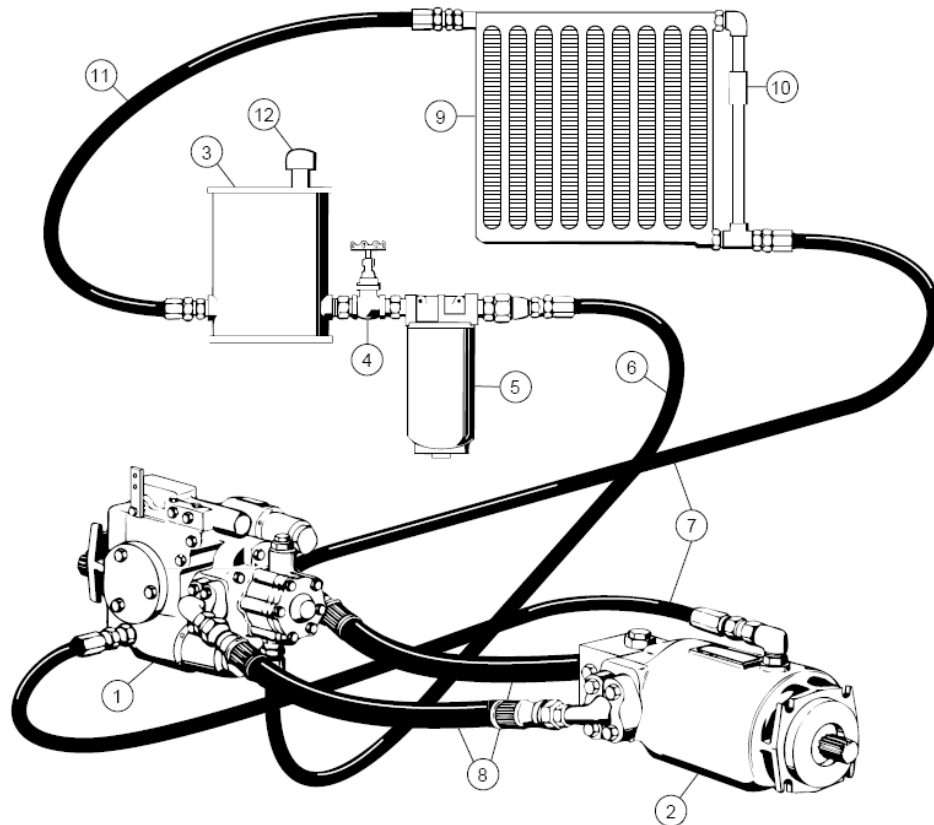
Como se había mencionado con anterioridad el campo de aplicación de estas bombas es amplio y usualmente son usadas en sistemas hidrostáticos de circuito cerrado con bomba variable y motor fijo. En la figura 17 se muestra una aplicación común de estos sistemas en las mezcladoras de concreto.



Fuente: Troubleshooting Guide for Eaton Hydrostatic Transmissions used on Concrete Mixers. EATON Hydraulics

Figura 17. Mezcladora de concreto (hormigonera)

Un motor hidráulico es usado para mover la gran masa del tambor mezclador a través del aceite presurizado proveniente de la bomba hidráulica. Un circuito hidráulico típico de esta aplicación se muestra en la siguiente figura, aquí son nombrados cada uno de los accesorios.



1. Bomba de desplazamiento variable	7. Manguera de drenaje de bomba y motor
2. Motor hidráulico	8. Manguera de alta presión
3. Reservorio de aceite hidráulico	9. Intercambiador de calor
4. Válvula de corte	10. Válvula de by- pass para IC
5. Filtro	11. Manguera para retorno a tanque
6. Manguera de bomba de precarga	12. Respiradero del reservorio

Fuente: Troubleshooting Guide for Eaton Hydrostatic Transmissions used on Concrete Mixers. EATON Hydraulics

Figura 18. Componentes del circuito hidráulico para una hidrotensión de circuito cerrado típico.

2.7 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

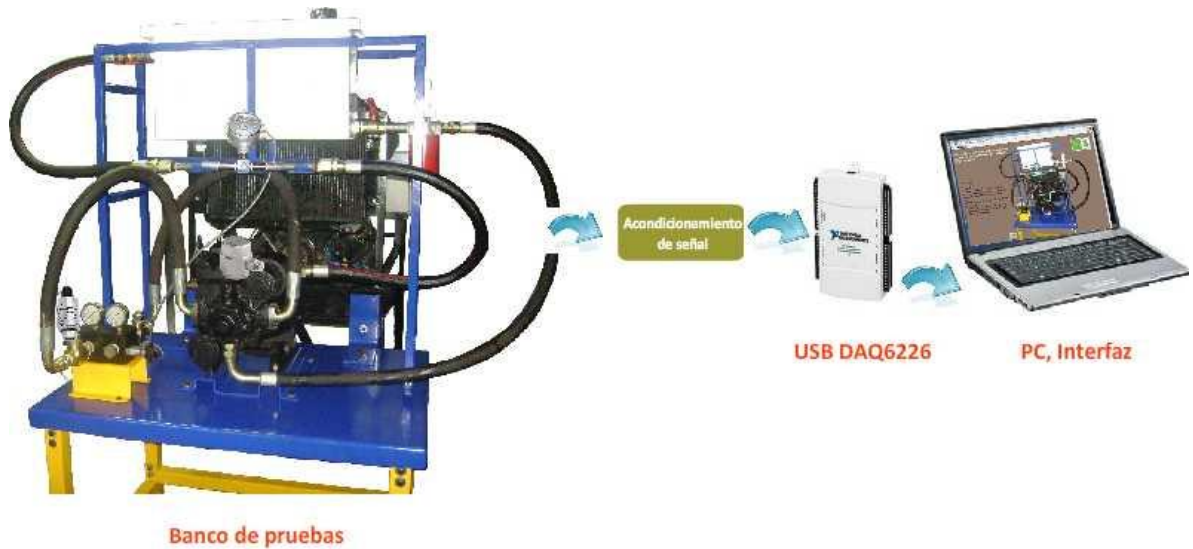
Con el desarrollo de la electrónica se ha motivado que diversos sistemas de la vida humana se estén automatizando como es en el campo de la industria, las comunicaciones, transporte, etc. En todo ese proceso se ha logrado realizar sistemas inteligentes que resuelven diversos problemas, son los llamados sistemas de adquisición de datos.

El objetivo principal de los sistemas de adquisición de datos es la captura de una variable (sea presión, temperatura, humedad, etc.) para su posterior visualización y utilización para determinar la acción a tomar.

La estructura general del sistema de adquisición de datos consta de tres etapas como lo podemos ver en la figura 19. El primer elemento del sistema de adquisición de datos es el que mide la magnitud de interés (variable física) y la convierte en otra distinta; en nuestro caso en magnitud eléctrica para luego ser pasadas por acondicionadores de señales y ser filtradas de perturbaciones y ruido. El segundo elemento del sistema de adquisición de datos son los módulos convertidores análogo-digital (ADC) que toman las señales de los sensores y la digitalizan de manera que los ordenadores lo puedan procesar; las señales de los conversores pasan hacia el ordenador por medio de una interfaz que entabla comunicación con el ordenador, a esta interfaz se le llama tarjeta de adquisición de datos, que es, la encargada de sincronizar los datos y enviarlos por el bus de datos hacia el procesador, de la misma forma el procesador envía datos hacia la tarjeta. La tercera etapa tenemos el ordenador que con ayuda de un software traduce los datos recolectados y los muestra al usuario.

De esta forma el sistema de adquisición de datos consta de sensores, transductores, amplificadores, módulos de conversión análogo- digital y

módulos de conversión digital-análogo, a continuación se dará el concepto de algunos de estos dispositivos.



Fuente: Autores

Figura 19. Sistema de adquisición de datos

2.7.1 Transducción

Es el primer elemento del sistema de adquisición de datos es el que mide la magnitud de interés. Esta puede ser mecánica, térmica, eléctrica, magnética, óptica o química. El elemento de medida es un transductor que convierte energía de una forma física en otra forma distinta; en nuestro caso en energía eléctrica (voltaje, corriente, resistencia, capacidad, inductancia, etc.). Un transductor se denomina también un sensor por la capacidad que ofrece de percibir, tras el procesamiento oportuno, fenómenos que de otra forma serían inaccesibles a nuestros sentidos.

La cantidad de energía convertida por un transductor es pequeña, de manera que la salida hay que acondicionarla para adaptarla a las etapas siguientes.

Si la cantidad de energía convertida y, por lo tanto, extraída del proceso, fuera grande, se podría llegar a perturbar el funcionamiento del proceso de una forma no deseada. Dentro de los tipos de sensores tenemos los sensores de corriente, sensores de voltaje y sensores resistivos.

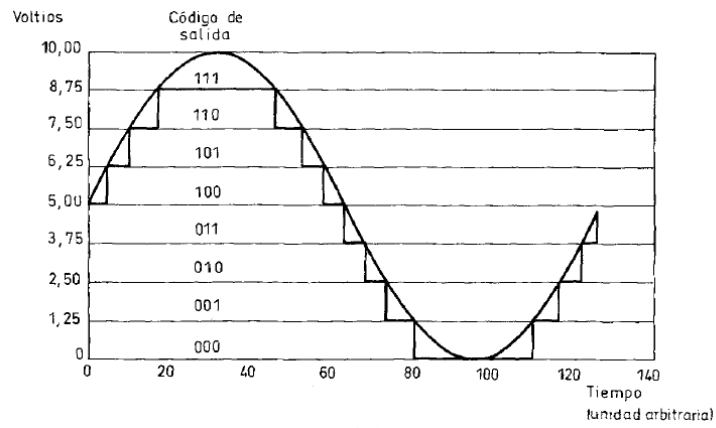
- **Sensores de corriente:** Convierte una magnitud física en un nivel de corriente directa equivalente, este tipo de sensor tiene como ventaja principal que el nivel de corriente obtenido puede ser transportado distancias grandes sin que se produzcan pérdidas significativas, su desventaja a la vez consiste que la corriente siempre tiene que ser convertida a voltaje antes de suministrarle a un conversor análogo-digital.
- **Sensor de voltaje:** Este tipo de sensor es el que entrega un nivel de voltaje equivalente a la señal física que se mide, normalmente los sensores industriales capaces de entregar un nivel de voltaje tienen incorporado circuitos acondicionadores, tales como amplificadores de instrumentación y operacionales, etc. Este tipo de sensores muchas veces incorpora resistores variables que permiten ajustar el rango de voltaje que ellos entregan al rango que nuestro conversor necesita, esta es su gran ventaja y su gran desventaja es que la señal generada no puede ser transmitida grandes distancias.
- **Sensores resistivos:** Este es un tipo de sensor que convierte la variación de una señal física en una variación de resistencia, entre los más comunes tenemos las termoresistencias. El inconveniente de este tipo de sensor es que se debe utilizar un puente de wheastone en algunas de sus variantes para convertir la variación de resistencia en una variación de voltaje.

2.7.2 Conversión analógica-digital

La salida de los sensores es normalmente, aunque no exclusivamente, en forma de señal analógica (continua en cuanto a amplitud y en el tiempo). En algún punto del sistema de adquisición de datos dicha señal hay que convertirla en digital (binaria, continua en el tiempo pero con solo dos niveles de tensión), por cuanto los elementos de procesamiento y mucho de los de presentación requieren entradas digitales. En muchos casos, el procesador es un ordenador personal (PC).

La conversión de señales analógicas en señales digitales se realiza en dos etapas: primero se cuantifica la señal y luego se codifica. La cuantificación consiste en representar la amplitud (continua) de la señal mediante un número finito de valores distintos, en instantes determinados. La codificación es la representación del valor asignado a la señal, mediante combinaciones de símbolos que se representan habitualmente con dos niveles de tensión (1 o 0). La cuantificación y codificación las realiza el convertidor analógico-digital. En la figura 20 Se muestra una señal senoidal y su versión digital mediante un convertidor analógico-digital de 3 bit. En este caso hay 8 estados de salida, representados por los códigos desde 000 hasta 111. Si el margen M de tensiones de entrada del convertidor analógico-digital es de 0 a 10 V, cada código representa un intervalo de amplitudes de $10V/8=1,25V$.

Dicho de otra forma, se tiene que para la reconstrucción exacta de una señal periódica continua en base a partir de sus muestras es matemáticamente posible si la señal está limitada en banda y la tasa de muestreo es superior al doble de su ancho de banda.



Fuente: libro de adquisición de datos autor RAMON PALLAS ARENY

Figura 20. Señal senoidal y su versión digital con una resolución de 3 bit

3. DESCRIPCION DE LAS HERRAMIENTAS IMPLEMENTADAS PARA EL DESARROLLO DE CADA UNO DE LOS INSTRUMENTOS VIRTUALES (VIS)

Las herramientas del software como el hardware de adquisición de datos implementado en el desarrollo de los instrumentos virtuales para el monitoreo son de la empresa National instruments. El hardware implementado esta constituido por los módulos y tarjetas de adquisición de datos y los sensores y/o transductores utilizados en cada uno de los instrumentos virtuales.

El software utilizado para el desarrollo de los instrumentos virtuales esta compuesto por LabVIEW y MAX. LabVIEW es una herramienta de programación grafica. Originalmente este programa estaba orientado a aplicaciones de control de instrumentos electrónicos usadas en el desarrollo de sistemas de instrumentación, lo que se conoce como instrumentación virtual. Por este motivo los programas creados en LabVIEW se guardaran en ficheros llamados VI y con la misma extensión, que significa instrumento virtual. También relacionado con este concepto se da nombre a sus dos ventanas principales un instrumento real tendrá un Panel Frontal donde estarán sus botones, pantallas, etc. Y una circuitería interna. En LabVIEW estas partes reciben el nombre de Panel Frontal y Diagrama de Bloques respectivamente.

- **Panel Frontal**, es la parte que verá el usuario, suele tener fondo gris.
- **Diagrama de Bloques**, es donde se realizará la programación y suele tener fondo blanco.

En cuanto al hardware tenemos los dispositivos encargados de la adquisición de datos y los dispositivos para la captura de las variables físicas. Los dispositivos encargados de la adquisición de datos y de transferirlas al PC son los sistemas modulares de control y distribuido E/S FielPoint y las tarjetas de adquisición de datos DAQ y el hardware encargado de la captura de las variables físicas del medio son los transductores y/o sensores.

3.1 HERRAMIENTAS DE DESARROLLO DEL SOFTWARE

National Instruments para el desarrollo de los Instrumentos Virtuales utiliza dos software las cuales se encarga uno de la programación de cada VI y el otro de la configuración de los dispositivos conectados.

LabVIEW es un software que permite diseñar una interfase de usuario mediante una consola interactiva basado en software, donde, se puede diseñar especificando su sistema funcional, su diagrama de bloques o una notación de diseño de ingeniería; LabVIEW a su vez es compatible con herramientas de desarrollo similares y puede trabajar con programas de otra área de aplicación como lo es ``MATLAB``. Este software es muy utilizado en sistemas de medición, como monitoreo de procesos. LabVIEW no es un lenguaje propio de texto, este no se ejecuta línea por línea, el principio que gobierna la ejecución del programa es llamado flujo de dato- ``Dataflow``, y consiste simplemente en que un nodo solamente se ejecuta cuando en las terminales de entrada han llegado todos los datos.

3.1.1 Software para la configuración de hardware

National Instruments además de "LabVIEW", cuenta con el software ``Measurement and Automation Explorer – MAX``, quien facilita el acceso al software y configuración de LabVIEW y los diferentes dispositivos

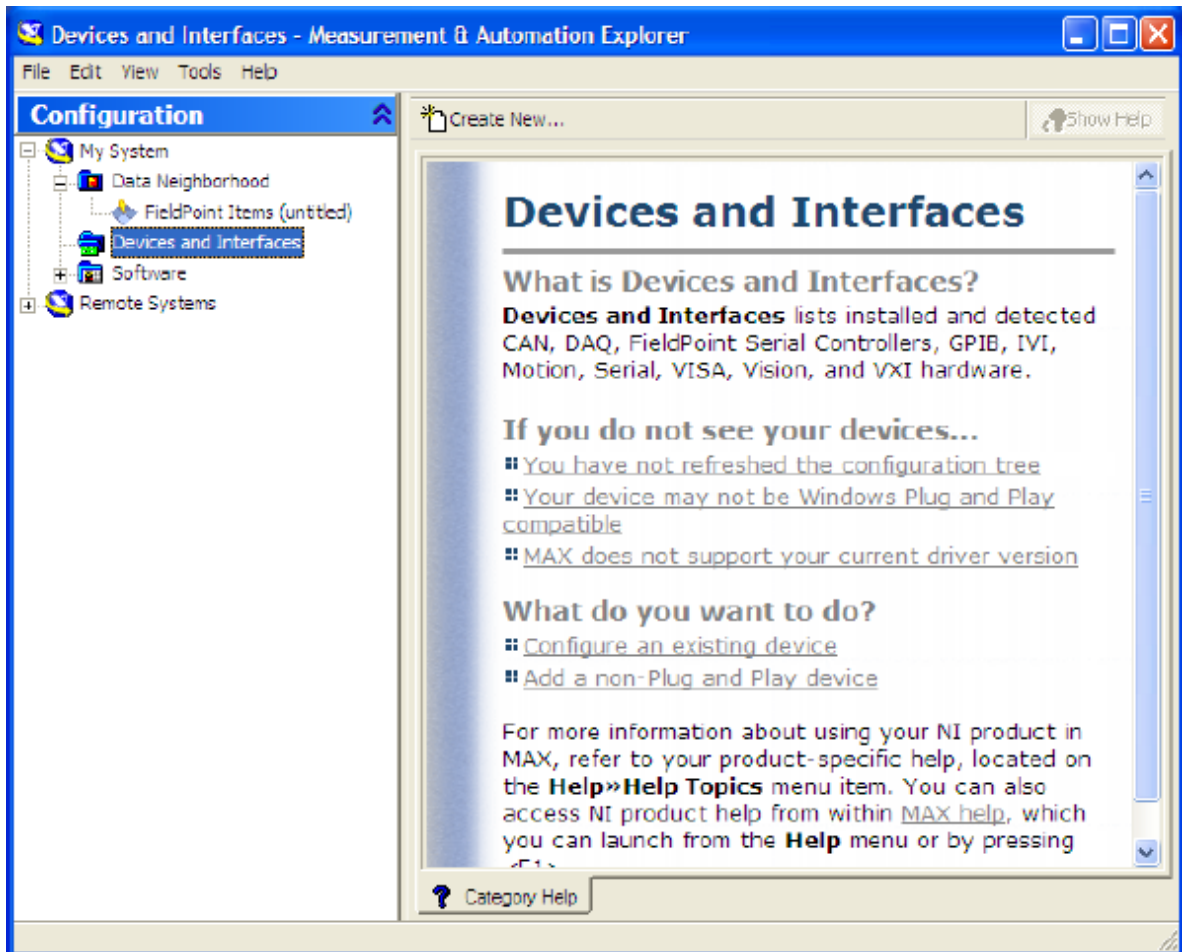
conectados al ordenador como lo son el DAQ, GPIB, IMAQ, IVI, Motion, VISA, and VXI.

MAX realizando un diagnostico del sistema y detectando dispositivos e instrumentos conectados simplifica la configuración de su hardware de medición haciendo que el usuario pueda:

- Realizar mediciones simples e interactivas.
- Nombrar y colocar escalas a sus canales de E/S a unidades físicas o de ingeniería
- Emplear panales de pruebas para verificar la operación de su hardware
- Detectar y configurar todo el hardware

Una vez que MAX detecta automáticamente los dispositivos conectados, le asigna una ubicación dentro del árbol de configuración en la carpeta ``Devices and Interfaces`` como se muestra en la figura 21 allí el usuario puede acceder al dispositivo y configurarlo a su necesidad, permitiéndole a demás crear y editar canales virtuales, tareas, interfaces y escalas virtuales, para desarrollar una simulación real.

La configuración que el usuario realiza a cada uno de los dispositivos conectados, MAX permite guardarla con el fin de tener para cada prueba su archivo de configuración y ser utilizado cada vez que s requiera, este archivo tiene como extensión .iak. Una vez guardado la configuración LabVIEW permite desde su programación llamar este archivo y ejecutarlo de tal forma que inicie el proceso de adquisición de los datos y los envíe al VI para ser analizados.



Fuente: Autores
Figura 21. Ventana principal del software "MAX"

3.2 HARDWARE PARA LA ADQUISICIÓN DE DATOS

El hardware utilizado en la adquisición de datos para la construcción de cada uno de los instrumentos virtuales, son los sistemas modulares de control y distribuido E/S FielPoint y las tarjetas de adquisición de datos DAQ. Dentro de los sistemas modulares de control y distribuido E/S FielPoint encontramos módulos específicos según sea la señal a capturar, mientras que para las tarjetas de adquisición de datos DAQ, esta cuenta con puertos específicos de entrada y salida ya sean analógicos o digitales.

Tarjetas de adquisición de datos DAQ

Como ya se dijo anteriormente, la adquisición de datos es la toma de muestras del mundo real para generar datos que pueden ser manipulados por un ordenador. Por tanto, las tarjetas de adquisición de datos son dispositivos encargados de capturar, acondicionar y digitalizar las señales, para luego, ser transmitidas hacia un ordenador y ser procesadas.

La adquisición de datos es la combinación de hardware y software basados en PC para brindar un sistema de medida flexible y definido por el usuario. A menudo, se debe acondicionar sensores y señales antes que un dispositivo de adquisición de datos los adquiera. Como ejemplo tenemos la tarjeta de adquisición de NI USB 6210 que se muestra en la figura 22.



Fuente www.ni.com

Figura 22. Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6210

Es un dispositivo multifunción con conexión USB de ocho (8) entradas analógicas (16 bits), dos salidas analógicas (12 bits a 150 S/s), doce entradas / salidas digitales y un contador de 32 bits. Estos módulos son lo

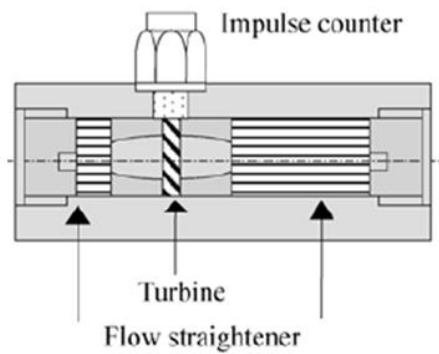
suficientemente simple para mediciones rápidas, pero lo suficientemente versátil como para obtener más complejas aplicaciones de medición.

3.3 HARDWARE PARA LA CAPTURA DE VARIABLES FÍSICAS

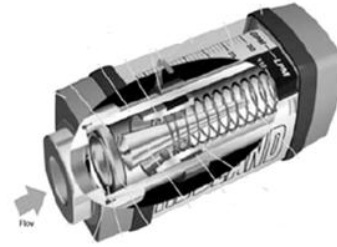
El hardware para la captura de variables físicas del medio son los transductores, dispositivos que convierten una propiedad física o fenómeno en una señal eléctrica medible, tales como tensión, corriente, el cambio en los valores de resistencia o condensador. Los transductores son sinónimo de sensores en sistemas de adquisición de datos, por tanto, hay sensores o transductores específicos para diferentes aplicaciones, como lo es la medición de flujo, presión, vibraciones mecánicas, etc.

Sensores de flujo

El flujo, presión y vibraciones son las técnicas mas dominantes para el monitoreo de sistemas de potencia fluida. Los sensores se posicionan en puntos específicos del circuito hidráulico, el tipo de sensor seleccionado debe adaptarse para determinada aplicación. Para la medición de caudal, se selecciona un Flujómetro de bajo costo pero con la característica de operar a altas presiones. Sin embargo, en aplicaciones el medidor de flujo es mas probable que sea de tipo turbina o de tipo de detección de asiento plano. Estos tienden a ser más exactos, tienen elementos de sensor electrónico, cuentan con funciones de procesamiento de señal, lectura digital y la facilidad para interactuar con un computador o una adquisición de datos portátil. En la fig 23 Se muestra algunos tipos comunes de Flujómetro.



.Flujómetro tipo turbina



Flujómetro de área variable

Fuente: flowtechnik.co.uk
Figura 23. Medidores de flujo

Sensores de vibración

El sensor de vibración es un dispositivo que convierte la energía mecánica de la vibración en energía eléctrica proporcional a un parámetro del movimiento vibratorio.

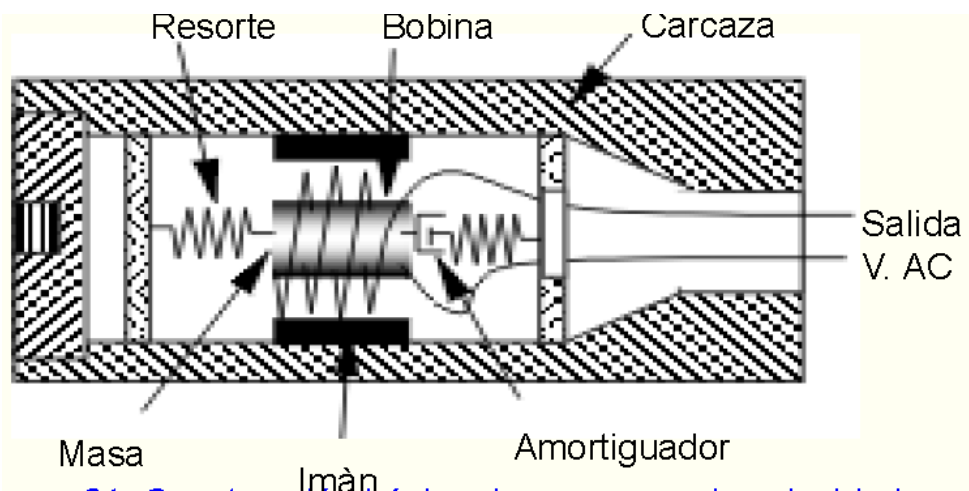
Los sensores de vibración se clasifican en:

- **Sensores de desplazamiento:** El más popular es el transformador diferencial, basado en el principio de inductancia variable.

Consiste en tres bobinas espaciadas simétricamente y enrolladas sobre un carretel aislado. Un núcleo magnético se mueven sin contacto a través de las bobinas proporcionando la trayectoria para la conexión del flujo magnético entre las bobinas.

- **Sensor de velocidad:** el sensor de velocidad típico, esta constituido por una “masa” formada por una bobina, suspendida por dos resortes, amortiguada por un imán (ver figura 24)

la operación de este es adherido a un elemento vibratorio, el casco junto con el imán se mueven con el elemento vibratorio, mientras que la bobina suspendida por resortes permanece estática. De esta forma se genera el voltaje proporcional al movimiento relativo.



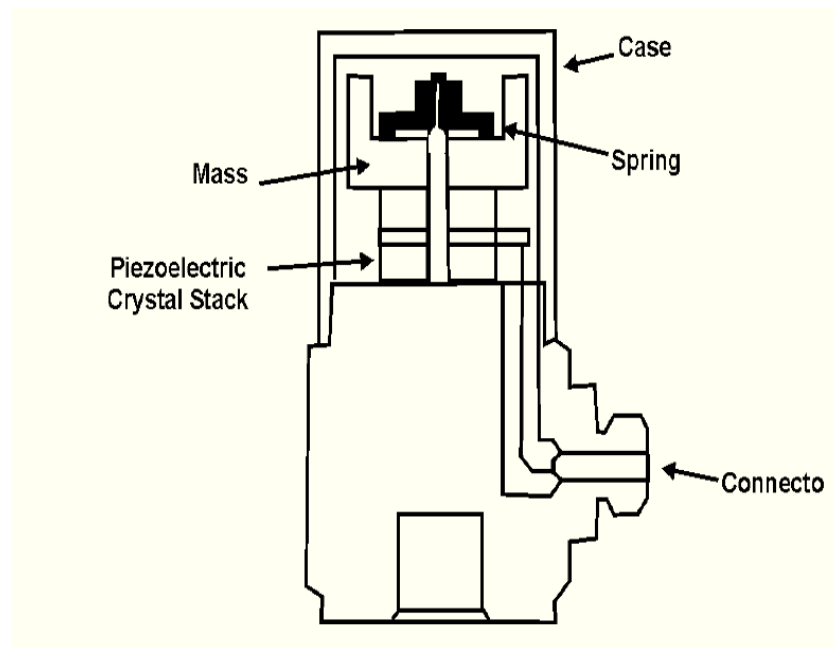
Fuente modulo I vibraciones mecánicas Alfonso García
Figura 24.Sensor de velocidad

- **Sensor de aceleración (acelerómetro):** Un acelerómetro es un sensor que provee un voltaje de salida proporcional a la aceleración de la vibración.

El funcionamiento de un acelerómetro se basa en la propiedad de los materiales piezoeléctricos de generar carga eléctrica cuando son sometidos a fuerza de compresión, tensión o corte, generando una señal eléctrica cuyo voltaje entre las caras del sensor es proporcional a la aceleración.(ver figura 25)

Los acelerómetros comerciales presentan normalmente un rango de sensibilidad de 1 a 10mV/(m/s²) y linealidad hasta alrededor de 100.000 m/s².

El rango de frecuencias depende de cada acelerómetro, pero normalmente el límite inferior puede ser hasta por debajo de 1 Hz. Y el límite superior, comúnmente entre 20 y 30 KHz, aunque puede ir hasta 180 KHz.



Fuente modulo I vibraciones mecánicas Alfonso García

Figura 25.Acelerómetro

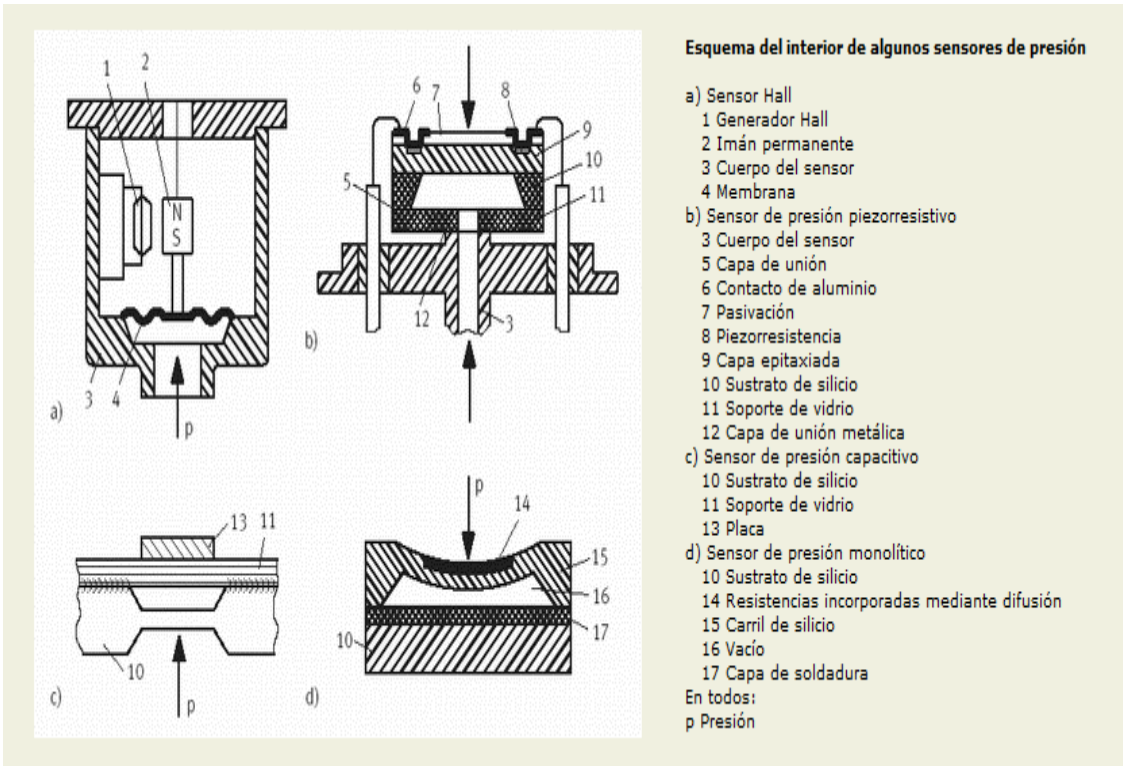
Sensores de presión

En la industria hay un amplio rango de sensores de presión, la mayoría orientados a medir la presión de un fluido sobre una membrana. Como por ejemplo en mediciones sobre fluidos hidráulicos.

Algunos dispositivos son piezorresistencias de silicio sensibles a la presión. Proporcionan una variación de tensión exacta y directamente proporcional a la presión que se les aplica. El sensor consta de un diafragma monolítico de silicio para medir el esfuerzo y una fina película con una red de resistencias integradas con un chip.

En los sensores electrónicos en general, la presión actúa sobre una membrana elástica, midiéndose la flexión. Para detectarla pueden aprovecharse diversos principios físicos, tales como inductivos, capacitivos, piezorresistivos, ópticos, monolíticos (con módulos electrónicos extremadamente pequeños, totalmente unidos) u óhmicos (mediante cintas extensométricas).

En los sensores de presión con elementos por efecto hall, un imán permanente pequeño (que está unido a una membrana) provoca un cambio del potencial.



Fuente: http://axxon.com.ar/rob/Sensores_presion.htm
Figura 26. Esquema de sensores de presión

4. MANTENIMIENTO PREDICTIVO Y MONITOREO POR CONDICIÓN EN BOMBAS HIDRÁULICAS DE PISTONES AXIALES

4.1 INTRODUCCIÓN AL MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Abordar el mantenimiento sin ningún tipo de estrategia ni organización, limitándonos a reparar daños producidos o, en el mejor de los casos, realizando la gama de mantenimiento preventivo recomendada por el fabricante de los equipos, es la mejor forma de no hacer mantenimiento. En instalaciones críticas el mantenimiento predictivo cobra un papel primordial.

Aparece pues la necesidad de abordar el mantenimiento como una herramienta de valor dentro del proceso productivo, tratando de eliminar costos en la ejecución del mismo sin perder su finalidad, que es la explotación del medio a mantener el mayor tiempo posible y con el menor costo.

En el mantenimiento predictivo o mantenimiento basado en la condición de la máquina (CBM) se evalúan el estado de los componentes mecánicos o eléctricos mediante técnicas de seguimiento y análisis, permitiéndonos programar las operaciones de mantenimiento “solamente cuando son necesarias”. Consiste esencialmente en el estudio de ciertas variables o parámetros relacionados con el estado o condición del medio que mantenemos, como por ejemplo la vibración, temperatura, aceites, aislamientos, etc. El estudio de estos parámetros nos suministra información del estado de sus componentes y, algo también muy importante, del modo en que está funcionando dicho equipo, permitiéndonos no solo detectar problemas de componentes sino también de diseño y de instalación. El

objetivo del mantenimiento predictivo es la reducción de los costos de operación y de mantenimiento incrementando la fiabilidad del equipo.

La base del mantenimiento predictivo radica en la monitorización de los equipos, ya que debemos evaluar los parámetros antes comentados con la instalación en funcionamiento normal. No es por tanto necesario hacer una parada para poder evaluar la condición de los mismos, conocemos el estado de nuestras máquinas mientras están trabajando.

Con las diferentes técnicas disponibles podemos evaluar los fallos en los componentes y seguir su evolución durante largos periodos de tiempo (a veces meses) antes de decidir nuestra intervención, de esta manera podemos coordinar con producción el momento más adecuado para la intervención de mantenimiento.

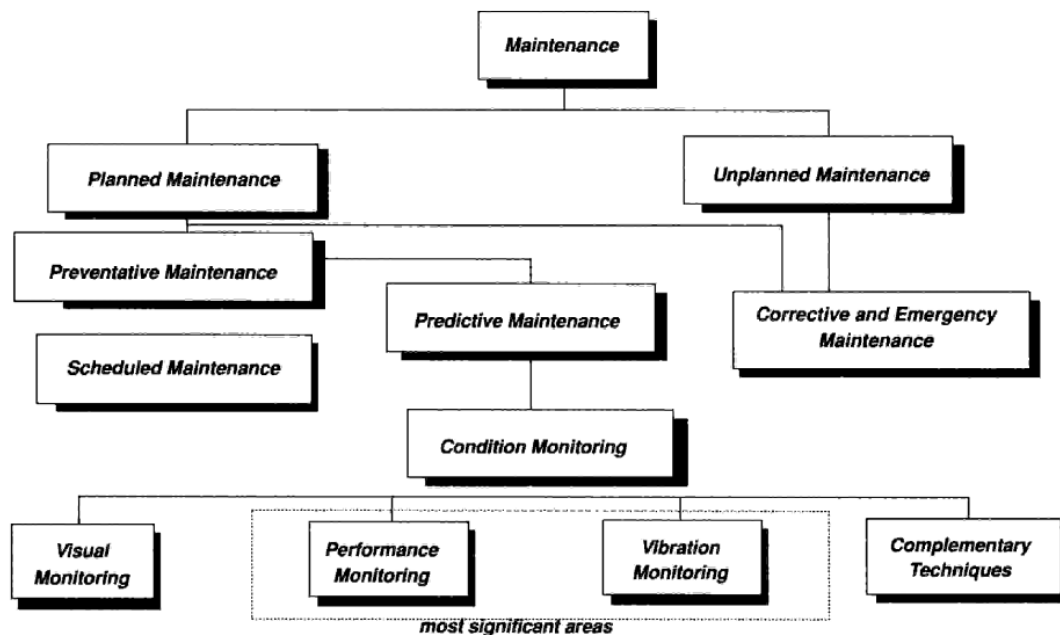
Además podemos dar un paso más, pasando al llamado mantenimiento proactivo, si mediante un análisis de vibraciones detectamos problemas de cavitación en bombas y evaluamos las condiciones de funcionamiento de las mismas, podríamos llegar a la conclusión de malas condiciones en la aspiración, lo que nos llevaría replantearnos el diseño de la instalación. De la misma forma la detección de problemas en la alineación de motor y bomba podría indicarnos defectos en el montaje de las mismas, cuya solución evitaría daños posteriores en acoplamientos y rodamientos.



El análisis y monitoreo de vibraciones son dos de las herramientas más usuales para prevenir incipientes problemas mecánicos relacionados con los

procesos de fabricación en cualquier planta productiva, no limitándose sólo a las máquinas rotativas. Hasta hace poco, eran excluidas del análisis de vibraciones las máquinas con velocidades de funcionamiento bajas, así como las líneas de proceso continuo especialmente complejas. No obstante, en la actualidad se utilizan técnicas de análisis de vibraciones en máquinas cuyas velocidades nominales son del orden de hasta 6 r.p.m.

La figura 27 representa el esquema general correspondiente a la gestión de un sistema de mantenimiento predictivo. El primer objetivo de todo sistema de mantenimiento basado en el monitorizado de las condiciones de funcionamiento de las máquinas es evitar las paradas no programadas. Desde esta perspectiva, el monitorizado de los parámetros relacionados con el estado de las máquinas, puede permitir planificar las acciones correctivas de forma que se minimicen dichos tiempos muertos.



Fuente: vibraciones en maquinas. Mantenimiento predictivo. Universidad de navarra.

Figura 27. Gestión de un sistema de mantenimiento predictivo.

4.2 ANÁLISIS DE CONDICIÓN MEDIANTE VIBRACIONES MECÁNICAS EN BOMBAS HIDRÁULICAS DE PISTONES AXIALES

A través de los años ya sea por contacto directo o con el empleo de algún dispositivo de naturaleza subjetiva, los operadores de máquina han empleado técnicas de verificación auditiva (también subjetivas) para comprobar si el comportamiento de su máquina es normal o no. De aquí que, tradicionalmente y quizás en forma inconsciente, las vibraciones hayan sido utilizadas como un indicador del estado técnico de las máquinas y hasta hoy día, continúen siendo el fenómeno más representativo del estado técnico de éstas, pudiéndose a través de la medición de vibraciones, detectar e identificar fallos ya desarrollados o en período de desarrollo prematuro.

Un amplio rango de equipos de fabricación y procesamiento emplean la potencia fluida como medio de transporte de energía para las áreas de trabajo. La operación fundamental de estos elementos genera energía vibracional que puede dar lugar a niveles inaceptables de ruido y vibraciones en las máquinas. A menudo esto puede ser un indicador de que en la máquina se están empezando a romper los componentes como consecuencia del desgaste o del avance de las fallas. Con el propósito de detectar y analizar tales problemas, es importante:

- ✓ Tener una buena comprensión de los procesos involucrados.
- ✓ Saber cómo recoger y analizar los datos resultantes.
- ✓ Saber cómo garantizar que los datos no tengan información errónea.
- ✓ Entender cómo extraer información significativa a partir de estos resultados.

La interacción entre superficies que se mueven relativamente una respecto a otra es una de las mayores causas de la introducción de energía vibracional en la estructura. Esto a su vez puede generar aun más vibraciones si existen

frecuencias de resonancia con la estructura. Si la transferencia de energía es en un nivel suficiente alto de amplitud, un sensor colocado en la superficie externa del componente puede detectar información útil sobre el comportamiento y la condición de funcionamiento de la maquina.

En general las fallas de las superficies en contacto, como en engranajes y rodamientos pueden resultar de varias actividades, como las siguientes.

- ✓ Picaduras producidas en los puntos de máximo esfuerzo.
- ✓ Ralladuras, que están relacionadas con fallas de la película lubricante, causada por el sobrecalentamiento. Esto es muy a menudo el resultado de problemas de fricción producidos por desprendimiento de asperezas en las superficies de la estructura.
- ✓ Flujo plástico debido al trabajo en frio de las superficies en contacto.
- ✓ Desgaste, que a diferencia de otros tipos de daños superficiales no en daño local pero se extiende sobre grandes superficies.

Algunas de estas acciones producen diferentes patrones de vibración, lo que nos permite diferenciar un problema de otro mediante el estudio de estos patrones de vibraciones.

Las vibraciones pueden ser libres (sin actuación fuerzas externas) o forzadas (con actuación de fuerzas externas) y pueden ser tratadas en dos dominios, en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia. Ver figura 28 y 29.

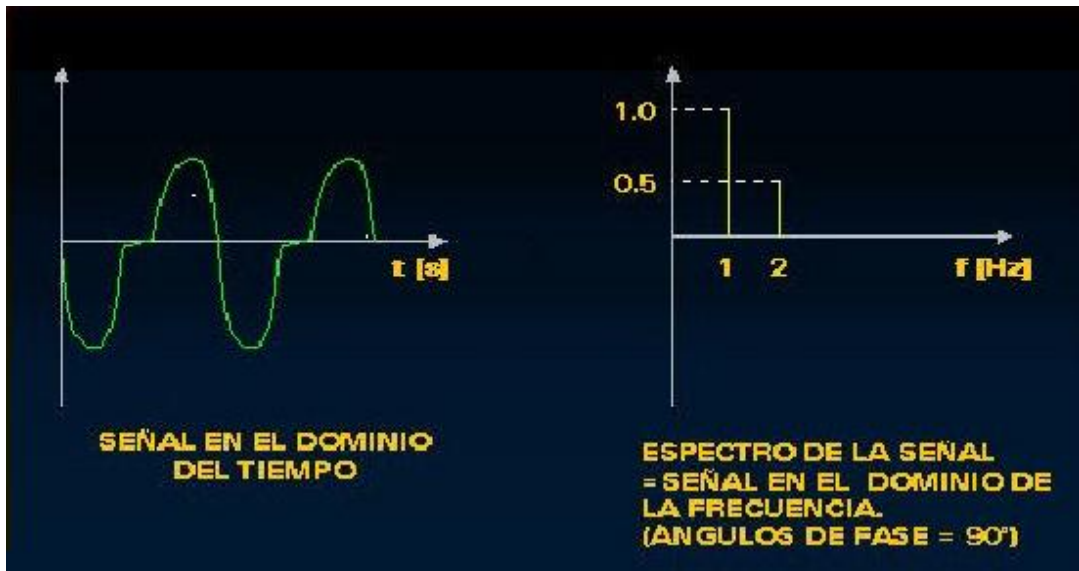


Figura 28. Señal en el dominio de tiempo

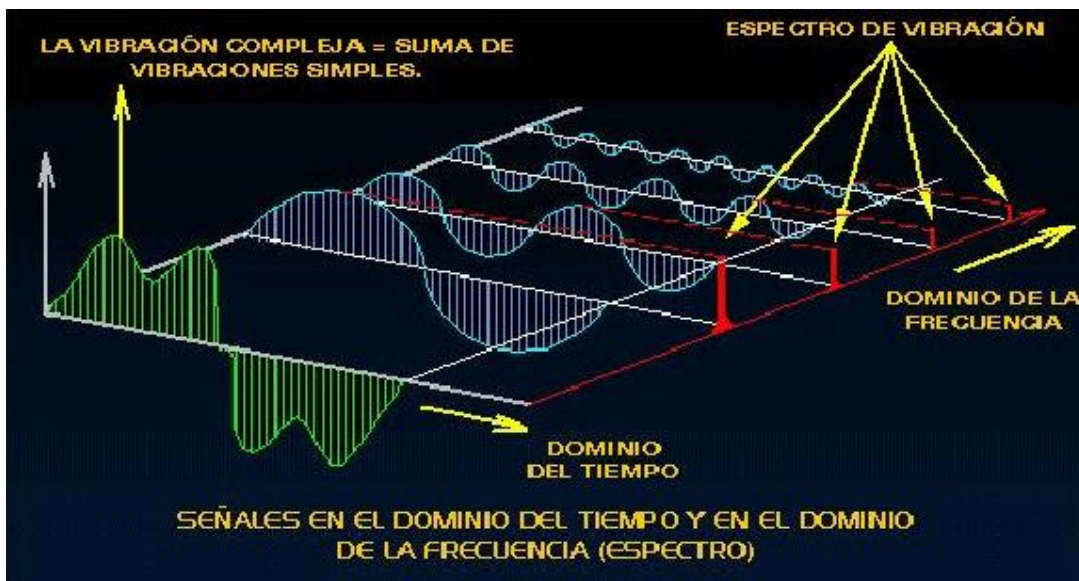


Figura 29. Señal en el dominio del tiempo y frecuencia

Para convertir una señal de vibración en el dominio del tiempo al dominio de la frecuencia (llamado también espectral) se utiliza el análisis de Fourier. Esto puede llevarse a cabo por medio de la transformada rápida de Fourier o FFT por sus siglas en inglés. Actualmente se usa el dominio espectral, ya

que es la mejor herramienta y que muestra más detalle para el diagnóstico por condición en máquinas rotativas.

Vibración armónica: Constituye la forma más simple de oscilación (Figura 30). Caracterizada por una senoide, puede ser generada en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial, un desbalance por ejemplo. Este movimiento puede ser estudiado a través de un vector rotatorio con velocidad angular constante ω a partir de la cual se define la frecuencia de oscilación f expresada en Hertz [Hz], a diferencia de la frecuencia angular que se expresa en [1/s]. Todo esto conduce a la modelación matemática de este fenómeno según:

$$y = Y \operatorname{sen}(\omega t + \varphi) = Y \operatorname{sen}(2\pi f t + \varphi) \quad ; \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad ; \quad f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Siendo φ la fase de la vibración.

Estas expresiones avalan la definición de frecuencia que hace la norma ISO 2041.

Vibración Periódica: Es un movimiento que se repite periódicamente tal y como se observa en la Figura 30. Por ejemplo, un problema en una transmisión dentada puede producir una vibración que aunque no es armónica es periódica.

Vibración Aleatoria: Ocurre en forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizada. Observe la Figura 31. Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un espectro continuo o lo que es lo mismo, el espectro estará constituido por "infinitas" vibraciones armónicas, cada una caracterizada por amplitud, frecuencia y fase respectivamente.

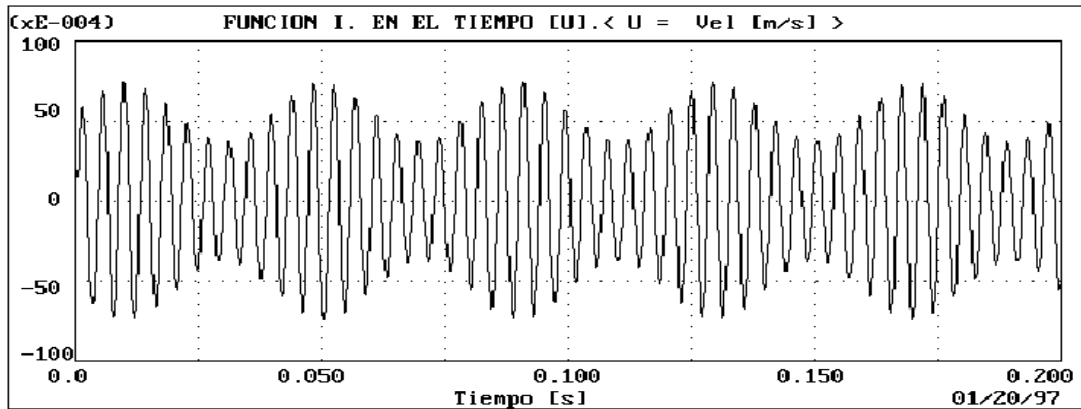
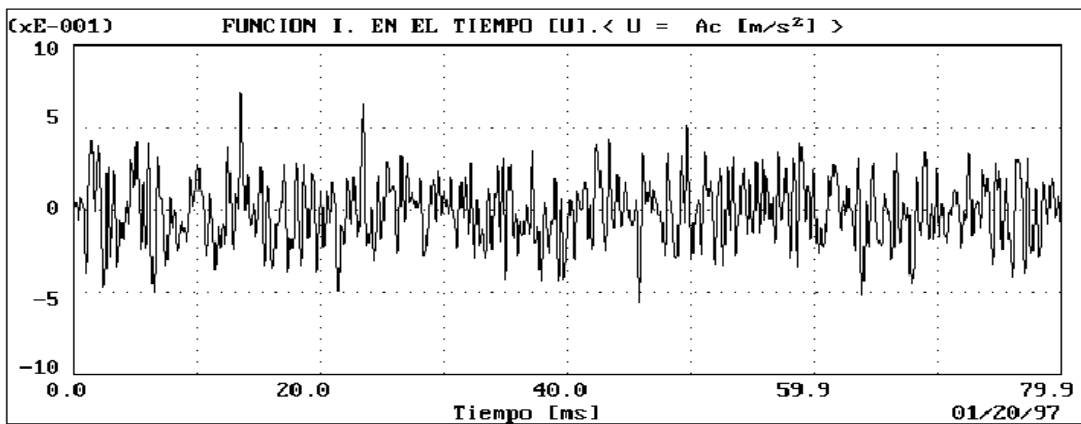


Figura 30. Vibración armónica

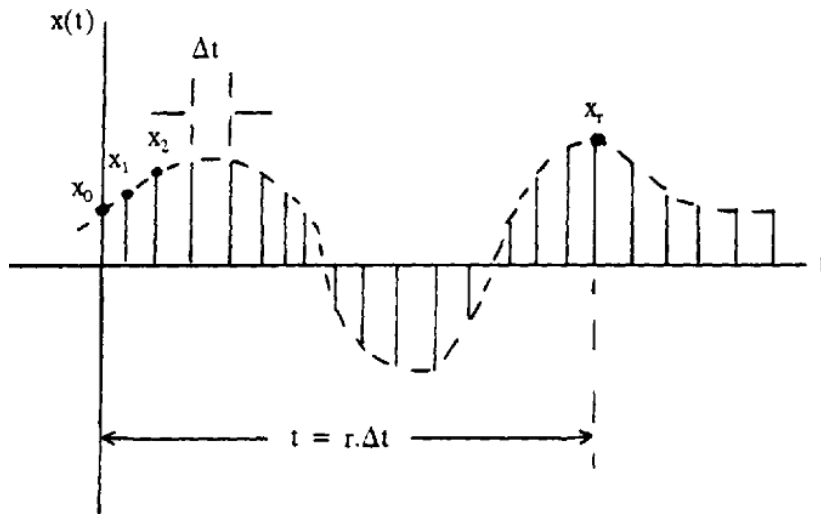


Fuente: la medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas rotatorias. Dr. Evelio Palomino Marín.

Figura 31. Señal vibración aleatoria

El análisis de vibración consiste en la descomposición de la señal vibratoria en sus componentes armónicos (figura 32).

El análisis espectral moderno es llevado a cabo usando procesamiento digital. La señal analógica (continua) tomada de un sensor es digitalizada a través de un convertidor analógico digital, así que la señal es procesada en segmentos discretos.



Fuente: handbook of hydraulic fluid technology

Figura 32. Señal continua dividida en tiempos iguales

4.3 Diagnostico de fallas en bombas hidráulicas de pistones axiales

4.3.1 Fallas en bombas de pistones axiales

La bomba es el corazón de cualquier sistema hidráulico. Es raro que las fallas en la bomba sean causadas por defectos de fabricación. Estas fallas en la bomba suelen ser usualmente un síntoma de otro problema en el sistema.

Es importante conocer las fallas en la bomba y sus efectos sobre el rendimiento del sistema, a continuación se muestra en la tabla 3.1 con los modos de falla más comunes (causas) y efectos para algunos de los componentes críticos de la bomba.

Tabla 3. Causas y efectos de algunas fallas en bombas de pistones axiales

componente	Falla (causa)	Efectos
Rodamientos	Desgaste o envejecimiento (fatigas, escaneo, incremento de fricción)	Mayor nivel de ruido, temperatura del aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, vibraciones en el eje motriz y menor eficiencia.
Eje o barrilete pandeados	Desgaste	Mayor nivel de ruido, temperatura del aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, vibraciones en el eje motriz y menor eficiencia.
Superficie del barrilete (contacto con plato distribuidor)	Desgaste (incremento de fricción)	Mayor nivel de ruido, temperatura del aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, mayores fugas entre el barrilete y el plato de distribución, menor eficiencia
Plato distribuidor	Desgaste (incremento de fricción, especialmente en las ranuras de alivio)	Mayor nivel de ruido, temperatura del aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, mayores fugas entre el barrilete y el plato de distribución, menor eficiencia
Pistones	Desgaste (incremento de las fugas internas)	Las ondas de caudal y presión presentan mayores ondulaciones y caídas, insuficiente presión generada, mayor nivel de ruido, la temperatura del aceite crece rápidamente, insuficiente vacío en la succión y menor eficiencia.
Pistón del compensador	Desgaste de pistón (fugas, incremento de la fricción viscosa)	La presión de salida no es la de diseño, control de caudal impreciso, aumento de la temperatura de aceite.
Patines	Desgaste de las caras (incremento de fricción)	La presión de salida no es la de diseño, aumento de la temperatura de aceite, mayor nivel de ruido, oscilación irregular de la onda de presión, menor eficiencia.

Plato oscilante	Desgaste de las caras (incremento de fricción)	Mayor nivel de ruido, la temperatura de aceite crece rápidamente, mayor torque requerido, menor eficiencia.
Sello del eje	Desgaste (reducción de la fricción)	Fugas a lo largo del eje motriz

Fuente: Condition Monitoring of Axial Piston Pump, Zeliang Li

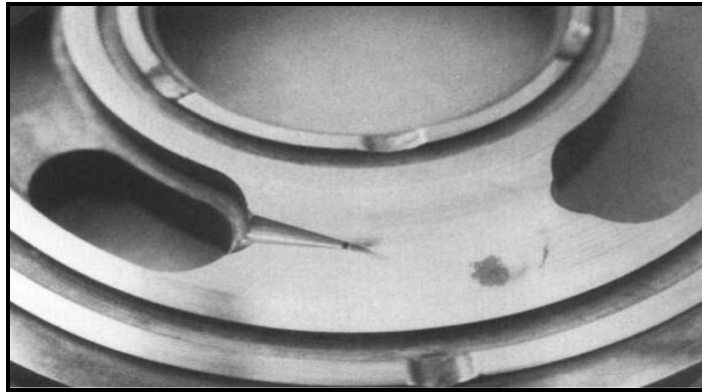
4.3.2 Monitoreo de condición basado en análisis espectrales

Como se había mencionado con anterioridad, cada falla posee una configuración espectral característica que puede ser utilizada para identificar las condiciones o los problemas de la maquina. Para el diagnostico de fallas mediante análisis de vibraciones se utiliza el siguiente procedimiento.

1. Recoger datos con el transductor
2. Convertir la señal de vibración en una señal eléctrica.
3. Reducir la vibración a sus componentes armónicos.
4. Correlacionar los componentes de la señal con las fallas.
5. Documentar los resultados e implementar el mantenimiento.

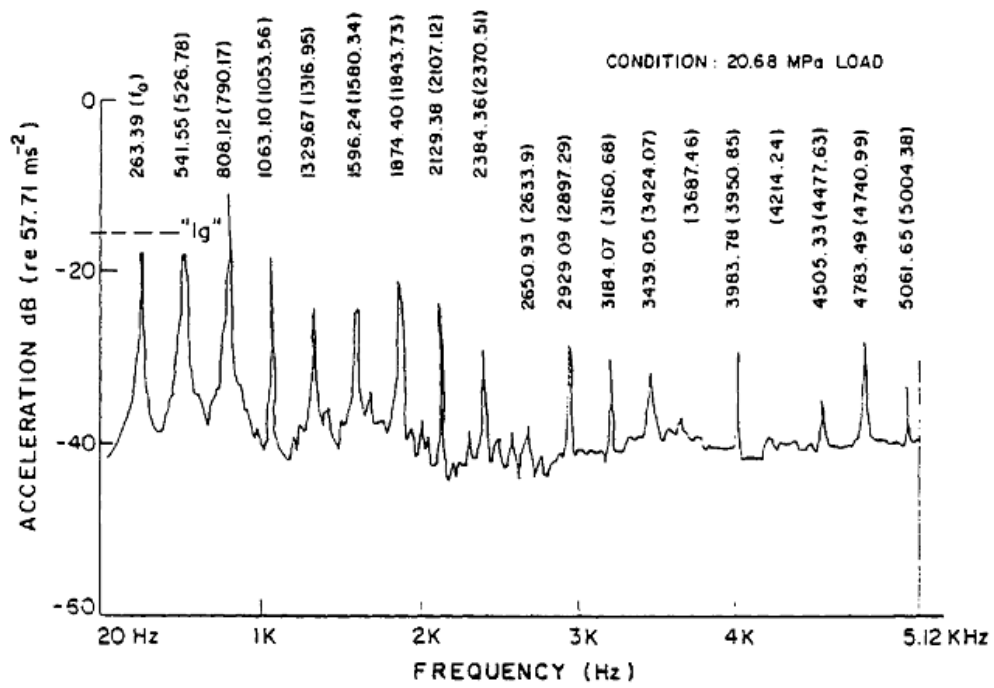
Para relacionar los componentes de la señal con las fallas, condiciones o problemas se fracciona la señal de vibración total en bandas de frecuencia de interés. Luego se aplican diversos criterios para dar alertas sobre la naturaleza de la falla, para después identificar la falla del equipo teniendo en cuenta las vibraciones generadas en las bandas de frecuencia que están bien definidas.

A continuación se muestra los datos tomados de un acelerómetro ubicado en un lugar próximo al plato distribuidor de una bomba de 9 pistones (ver figura 34), velocidad de rotación de 1750 RPM (equivalente a una frecuencia de rotación de 30 Hz) y una condición de carga de 20.6 MPa (3000 Psi).



Fuente: handbook of hydraulic fluid technology

Figura 33. Plato distribuidor



Fuente: handbook of hydraulic fluid technology

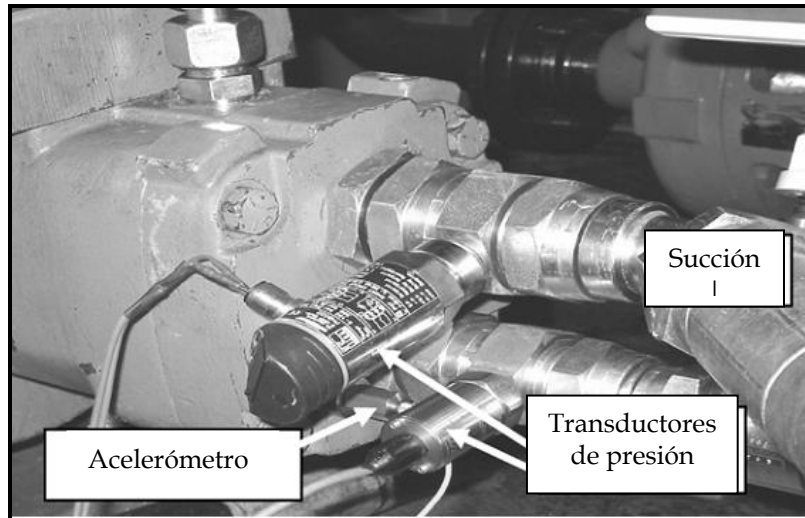
Figura 34. Espectro obtenido a partir de las mediciones del acelerometro

4.4 CARACTERIZACIÓN DE FALLAS EN BOMBAS MEDIANTE ANÁLISIS ESPECTRALES

Entre las investigaciones que se han realizado sobre el monitoreo por condición de bombas de pistones axiales, se han logrado caracterizar algunas de las fallas mediante el análisis espectral de vibraciones y presión, en algunos casos aplicando otras herramientas auxiliares, estas fallas o problemas son:

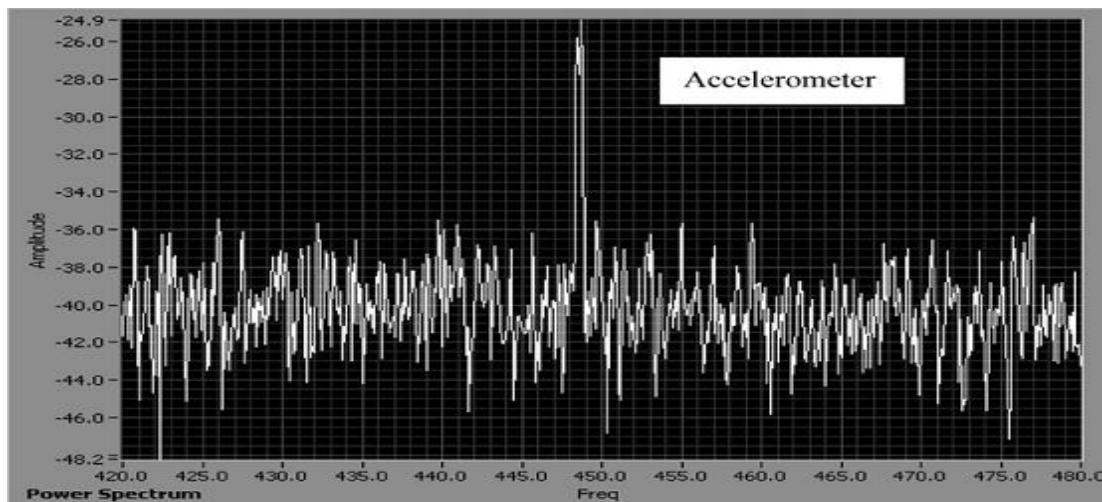
- ✓ Bombas de eje quebrado con problemas de desgaste en superficies
- ✓ Bombas con problemas de exceso de ruido (traqueteo)
- ✓ Bombas con baja presión de descarga
- ✓ Bombas con exceso de temperatura
- ✓ Bombas con desgaste excesivo en los pistones
- ✓ Bombas con problemas de fugas

En la figura 35 se muestra un ejemplo de monitoreo en bombas axiales de pistones y la instrumentación utilizada, en el cual se miden presión y vibraciones mecánicas. En las figuras 36 y 37 se muestran los espectros obtenidos de la prueba.



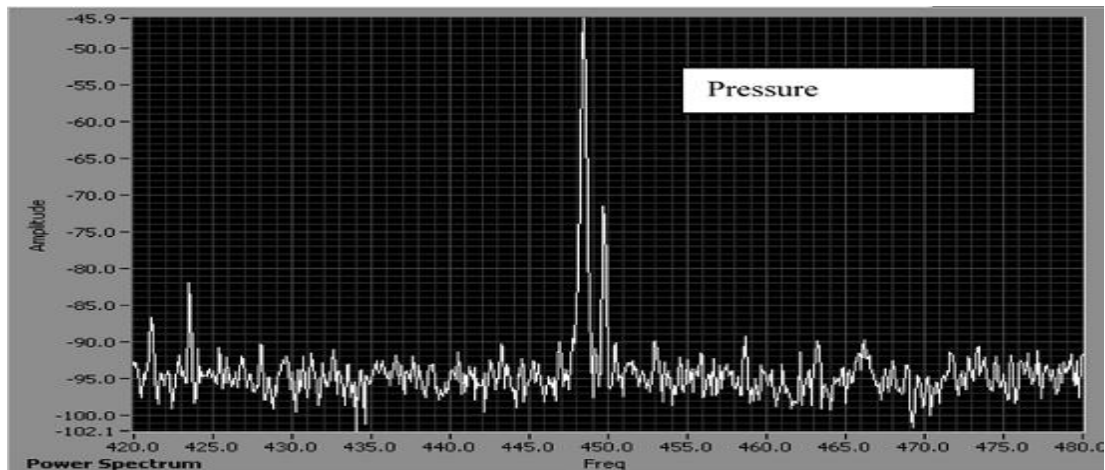
Fuente: Modelling, Monitoring and diagnostic techniques for fluid power systems. Condition Monitoring Methods, Capítulo 3

Figura 35. Monitoreo de una bomba de pistones axiales



Fuente: Modelling, Monitoring and diagnostic techniques for fluid power systems. Condition Monitoring Methods, Capítulo 3

Figura 36. Espectro de vibración de la bomba



Fuente: Modelling, Monitoring and diagnostic techniques for fluid power systems. Condition Monitoring Methods, Capítulo 3

Figura 37. Espectro de presión de la bomba

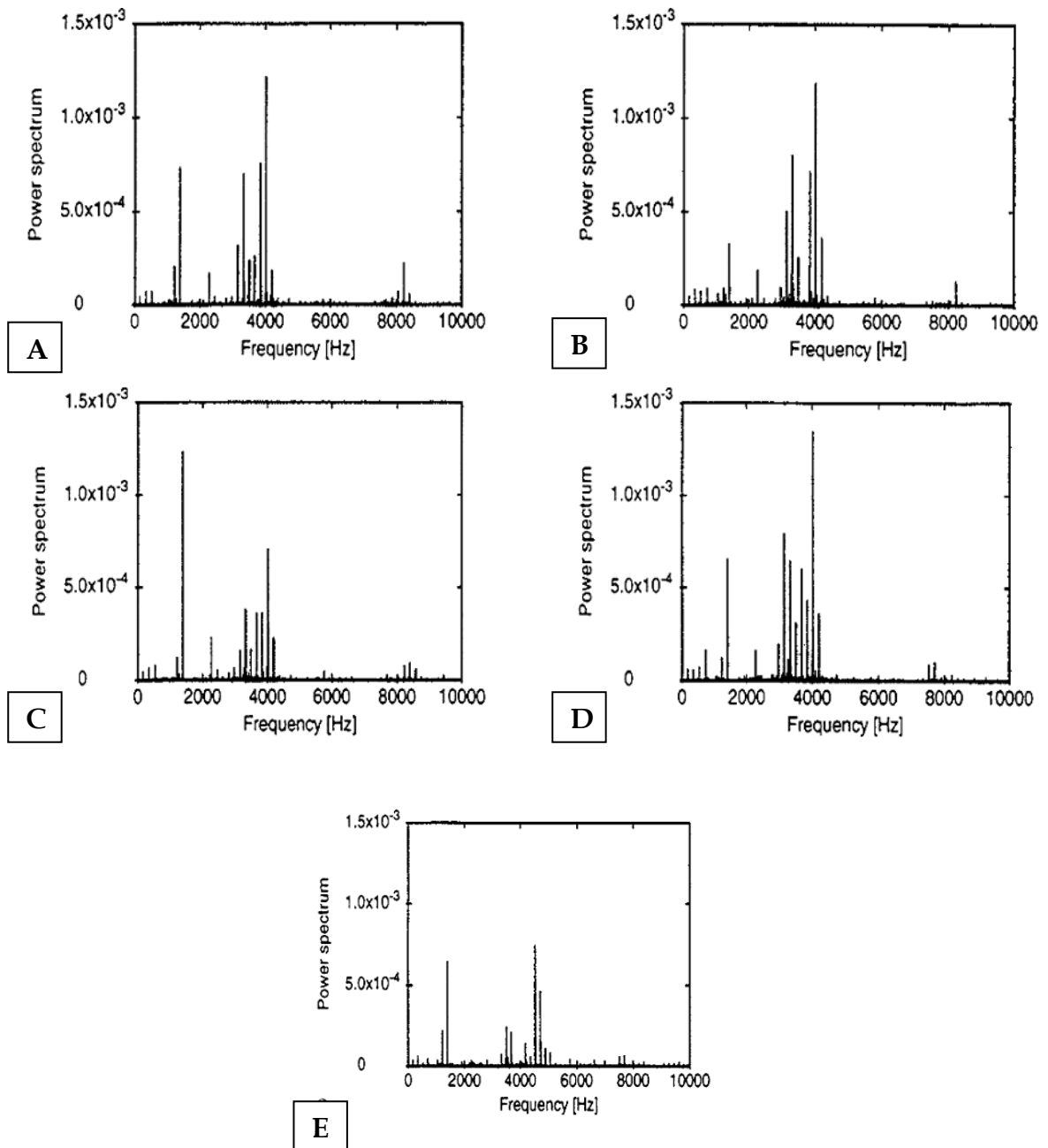
Las primeras cuatro situaciones de falla mencionadas anteriormente involucran el monitoreo de las vibraciones mecánicas y otras dos la presión de la bomba.

El problema de desgaste en bombas de eje quebrado fue una investigación llevada a cabo por Ramdem². Él utilizó bombas operando a una presión de 200 bar (2900 Psi) y 1800 RPM, haciendo modificaciones en ellas utilizando componentes defectuosos suministrados por el fabricante, estas modificaciones las definió así.

- a) Bomba sin modificaciones
- b) Bomba con un pistón al cual se le desmontaron dos de sus tres anillos.
- c) Pista externa desgastada por el rodamiento cónico
- d) Rodillo desgastado en el rodamiento cónico
- e) Bomba con el plato de distribución desgastado.

² WATTON, Jhon. Modelling, Monitoring and diagnostic techniques for fluid power systems. Editorial springer.

Un acelerómetro fue posicionado en uno de los dos puertos de drenaje, este acelerómetro tenía un rango de frecuencia hasta 10 KHz. A continuación en la figura 38 muestran los espectros obtenidos de la investigación.



Fuente: Condition Monitoring Methods, Capítulo 3

Figura 38. Espectros para las cinco condiciones

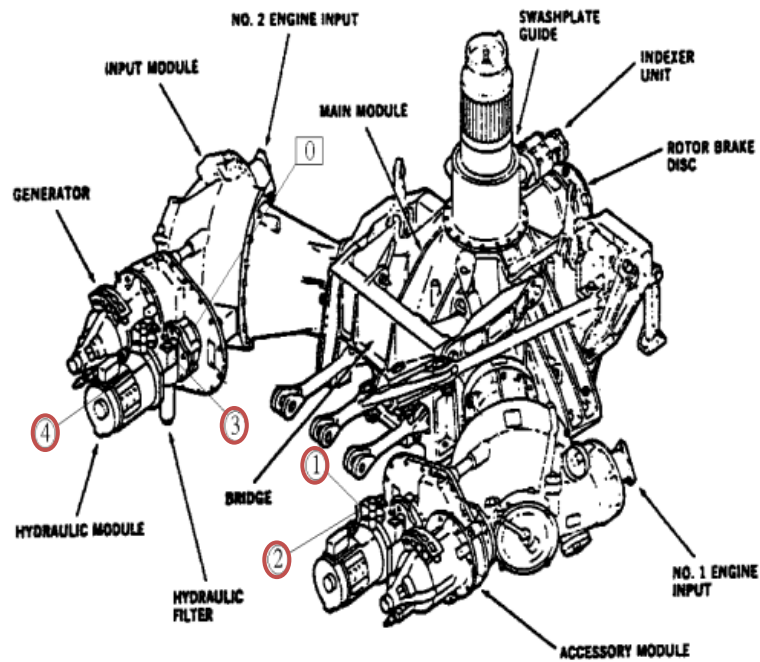
En algunos se ve claramente como los componentes de frecuencia varían en las magnitudes dependiendo de la condición de la bomba.

Una red neuronal artificial fue utilizada para entrenar las 5 condiciones y compararlos con los espectros de frecuencia convencionales logrando una excelente identificación de las fallas.

Para los siguientes tres casos de falla (traqueteo, baja presión y exceso de temperatura) George Succi y Harrison Chin³ investigaron. Aplicaron redes neuronales al monitoreo por condición, usando las señales de vibración como datos de entrada a la red. Las pruebas las realizaron a numerosas bombas de pistones extraídas de un helicóptero SH-60B de la US navy. Las mediciones se hicieron con 4 acelerómetros ubicados en dirección tanto radial como axial al eje de la bomba, la cual era de 9 pistones. Ver figura 39.

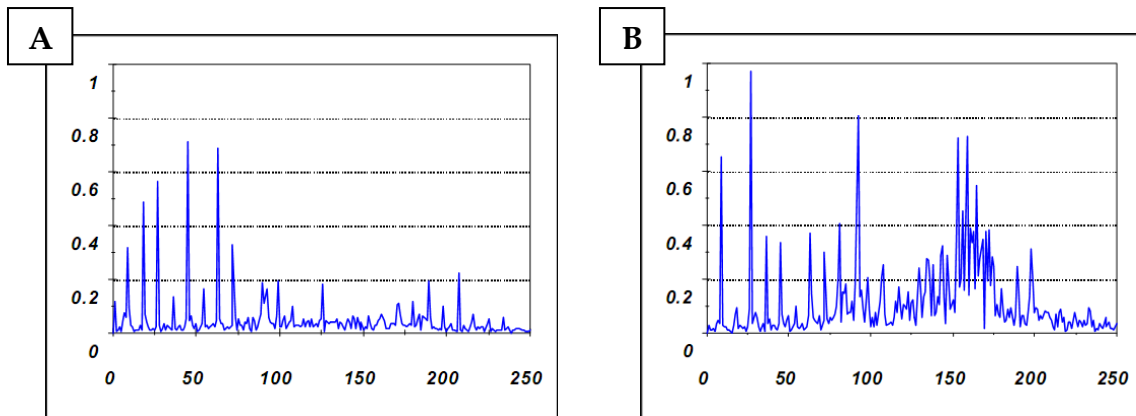
En la figura 38 se pueden ver los espectros, que se obtuvieron aplicando FFT a las señales de vibración en el tiempo de las diferentes condiciones de la bomba, tomados a caudal cero. La figura 40A corresponde a una bomba en buenas condiciones. La accisa vertical es aceleración (G's) y la horizontal ordenes de frecuencia del eje. Todas las pruebas se realizaron a una velocidad nominal de aproximadamente 120 Hz y los acelerómetros usados con una sensibilidad de 10 mv/g.

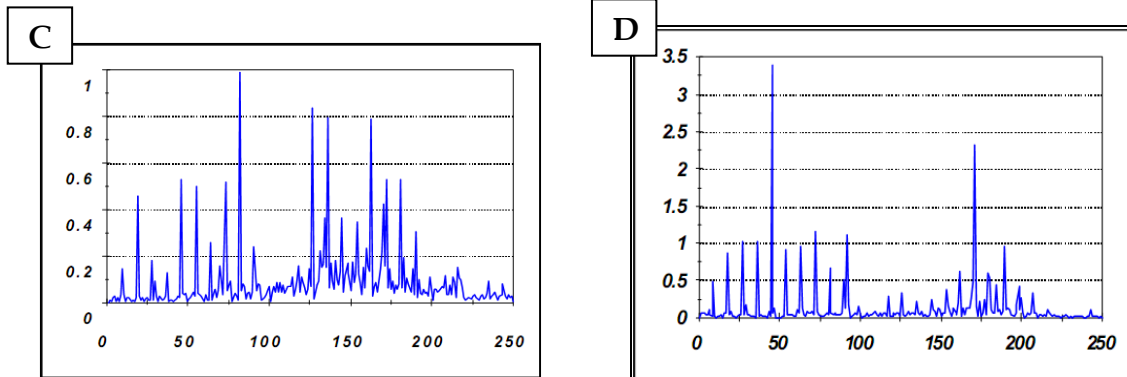
³ SUCCI, George P, CHIN, Harrison. Helicopter hydraulic pump condition monitoring using neural net analysis of the vibration signature. SAE 1996.



Fuente: Helicopter Hydraulic Pump Condition Monitoring Using Neural Net Analysis of the Vibration signature. Dr. George P. Succi and Dr. Harrison Chin.

Figura 39. Ubicación de los sensores en el bando de pruebas del SH-60B





Fuente: Helicopter Hydraulic Pump Condition Monitoring Using Neural Net Analysis of the Vibration signature. Dr. George P. Succi and Dr. Harrison Chin.

Figura 40. Espectros obtenidos de los casos de falla

En la figura 40B se muestra el espectro de la bomba con problemas de “traqueteo” (sonido emitido similar al de un trinquete) en donde se observa un pico de vibración de magnitud cercana a 1G en el 25X aproximadamente, que equivale a 25 veces la velocidad de rotación de la bomba.

La figura 40C corresponde a un abomba la cual tenía problemas de alta temperatura (50% por encima de los valores normales de operación). Aquí también se observa un pico cercano a 1G pero a una frecuencia mayor aproximadamente 80X.

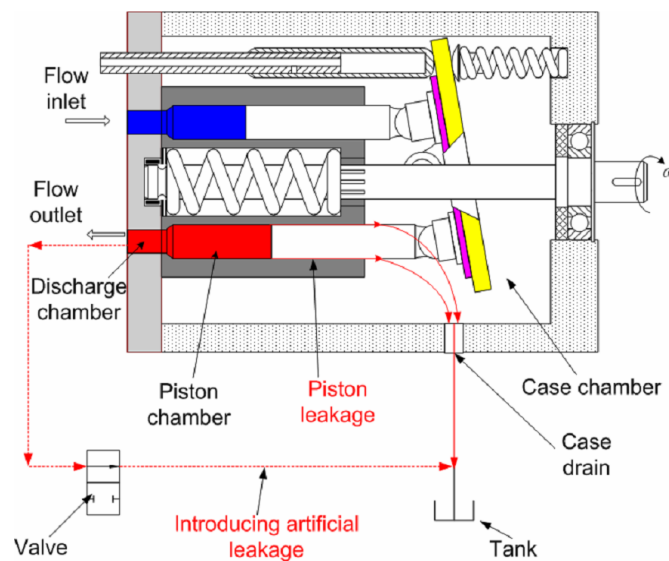
La figura 40D corresponde a la bomba con baja presión de descarga (solo 180 Psi), en esta se nota un pico de vibración a una frecuencia de 45X de magnitud 3.5 G.

De lo anterior se puede notar que la mayor característica que distingue una bomba en malas condiciones de una buena es la aparición de picos de vibración en frecuencias entre 100 y 200X.

Las siguientes condiciones de falla también fueron estudiadas por medio de análisis espectrales, pero ahora monitoreando la condición de presión en bomba.

La falla de desgaste excesivo en los pistones de las bombas la estudió Zeliang Li⁴ para su tesis de maestría en la universidad de Zaskatchewan. El procedió a simular una holgura excesiva en los pistones (modelo matemático), comprobando después esto creando una fuga artificialmente en los pistones como se ve en la figura 41.

Para generar dicha fuga se necesita desviar parte del caudal de descarga a tanque, pero para este propósito se requiere que ese flujo no sea permanente, para ello sincronizó la posición de descarga del pistón al cual se le simula el desgaste con ese flujo por medio de una válvula proporcional de dos vías para controlar tanto el periodo como la magnitud de la fuga.

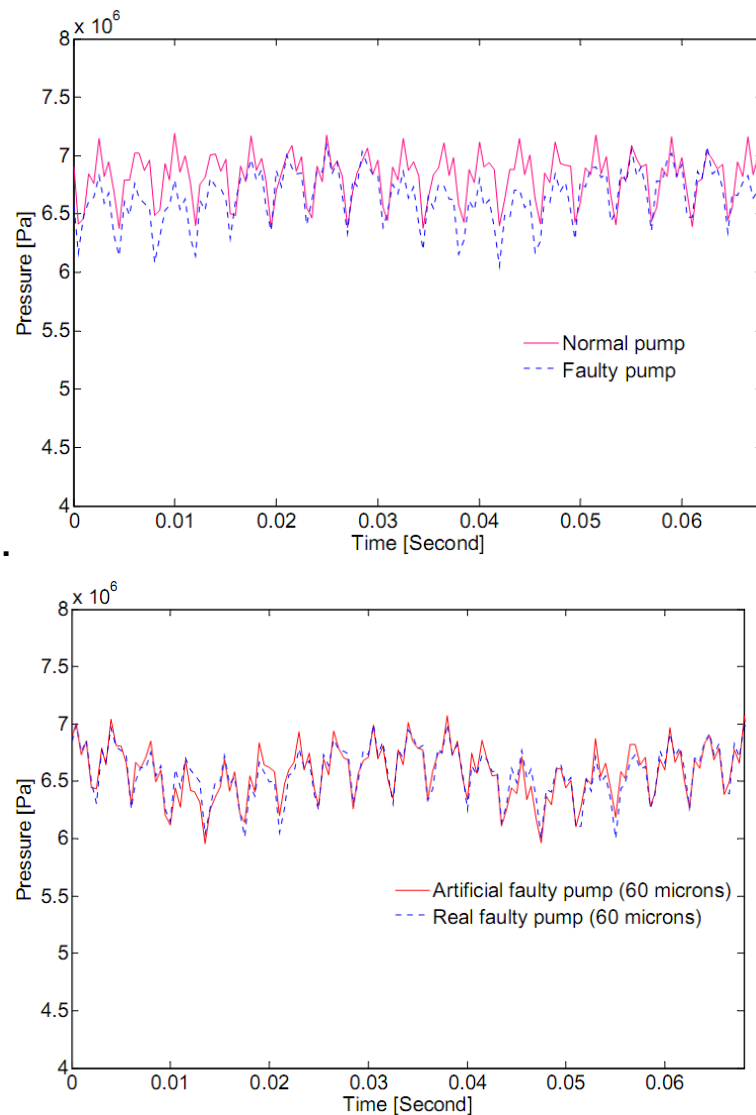


Fuente: Condition Monitoring of Axial Piston Pump, Zeliang Li

Figura 41. Generación artificial de fuga en una bomba de pistones axiales

⁴ LI Zeliang, Eric. Condition Monitoring of Axial Piston Pump. Thesis (Master of Science). University of Saskatchewan, Mechanical Engineering Department. Saskatoon, Canada, 2005.

Los resultados obtenidos de la investigación fueron confrontados con los de una bomba que presentaba un desgaste natural en uno de sus pistones y se presentan a continuación. En la figura 42 se muestran la forma de la onda en el dominio del tiempo de la presión de la bomba tanto para una en buenas condiciones como para naturalmente defectuosa y la comparación entre una bomba con fugas artificiales y fugas reales.

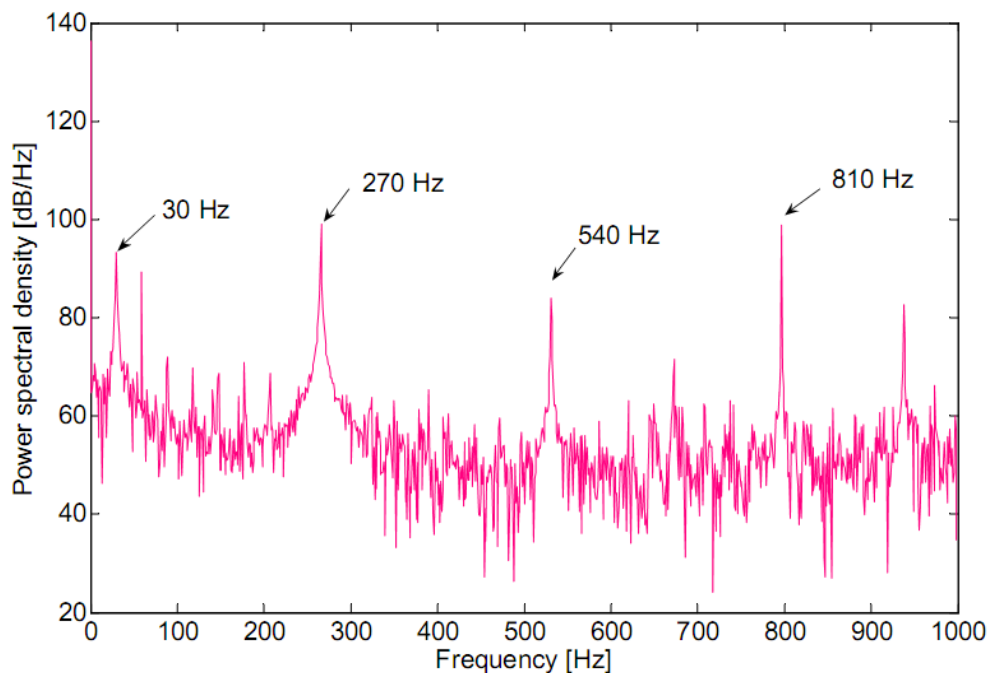


Fuente: Condition Monitoring of Axial Piston Pump, Zeliang Li

Figura 42. Comparación de las formas de la onda de presión.

En las figuras anteriores se puede notar el comportamiento de la presión en el tiempo de una bomba en óptimas condiciones, la cual es constante en el tiempo en un rango de aproximadamente 20 Pascales. También se muestra los buenos resultados que se obtuvieron de la aproximación realizada con la fuga artificial en donde se obtuvo un comportamiento muy semejante al real.

En la figura 43 se muestra el espectro de presión (a escala logarítmica) arrojado en la prueba. Se pueden observar los picos de vibración a 30, 270, 540, y 810 Hz, los cuales corresponden a la frecuencia de rotación de la bomba, la frecuencia de bombeo (9 veces la de rotación debido al número de pistones) y al segundo y tercer armónico de los pistones respectivamente.



Fuente: Condition Monitoring of Axial Piston Pump, Zeliang Li

Figura 43. Espectro de presión de una bomba con fugas en los pistones

5. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

En este trabajo de grado se busca diseñar y construir un banco de pruebas para caracterizar y monitorear la condición dinámica y el estado de bombas hidráulica de pistones axiales y que pueda más adelante dar soporte para el diagnóstico de fallas en bombas hidráulicas de pistones axiales, pero en esta primera fase se enfocara en la infraestructura del banco y su sistema para caracterizar la bomba mediante la eficiencia volumétrica y los espectros de presión y vibración. Este banco de pruebas se diseñará y construirá para ser un preámbulo de la siguiente etapa investigativa, la cual podrá ser: diagnóstico de fallas en sistemas hidráulicos mediante metodologías de sistemas expertos utilizando análisis espectral de las vibraciones.

El empleo del análisis espectral como método de diagnóstico de fallas en maquinaria rotativa es una técnica ampliamente usada y común que lleva siendo empleada con éxito desde hace muchas décadas en la industria. Al principio solo se utilizó de forma limitada, debido a los requerimientos de procesamiento de señales necesarias para realizar un análisis completo. Sin embargo, fue a partir de la década de los 80 cuando, con los avances realizados en la industria de la informática, comenzó su aplicación generalizada en gran parte de las instalaciones industriales.

Desde entonces ha habido grandes avances en las prestaciones de los equipos de mantenimiento predictivo, tanto en sus capacidades de análisis, como en su facilidad de uso. Sin embargo, el tiempo empleado en la medida de vibraciones, así como el usado en el procesamiento de estos datos en el computador, tiende a minimizarse, ya que es un tiempo que no produce valor agregado alguno. Hay que tener en cuenta que las verdaderas ganancias del mantenimiento predictivo se obtiene en el análisis de los datos espectrales, y

no en el proceso de recolección de éstos, lo cual hace necesario dirigir los esfuerzos a minimizar el tiempo de recolección. Por tanto, se han desarrollado métodos para disminuir el tiempo de medida de vibraciones así como el tiempo de análisis (sistemas automáticos de diagnóstico). Dicho ahorro de tiempo no solo permite obtener más tiempo disponible para la producción, sino que también reduce los costos que se deberán pagar por mantenimiento.

Dado a lo anterior los interesados en el proyecto realizan la elección de medir eficiencia volumétrica y extraer espectros en el dominio de la frecuencia de vibraciones mecánicas y presión, ya que estas características son de vital importancia para sistemas automáticos de diagnóstico de fallas en equipos hidráulicos.

5.1 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

En el estudio de las alternativas de solución del presente proyecto fueron tenidas en cuenta básicamente 3 posibilidades, estas son: Un banco compacto con motor eléctrico como suministro de potencia mecánica, un banco modular compacto con motor diesel como suministro de potencia mecánica y un banco modular con dos submódulos acoplables entre sí. A continuación una descripción de cada una de estas alternativas y seguidamente la propuesta seleccionada.

Alternativa 1

En esta primera alternativa se propone un banco modular portátil para fácil transporte y sencillo, por esto entonces se proyecta un banco que cuente con una unidad motriz eléctrica que cumpla con los requerimientos de potencia

de la bomba y anteriormente mencionados, una unidad hidráulica y un módulo para el sistema de adquisición de datos.

Esta alternativa genera inmediatamente varios inconvenientes, los cuales son:

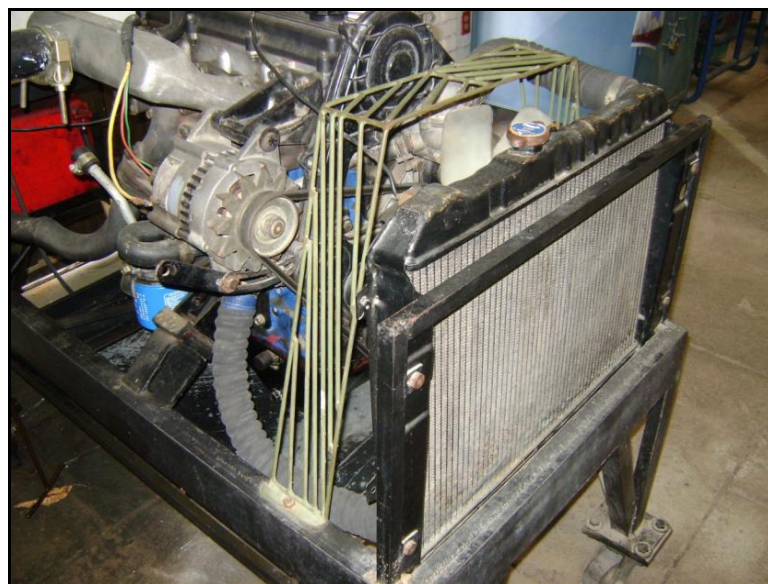
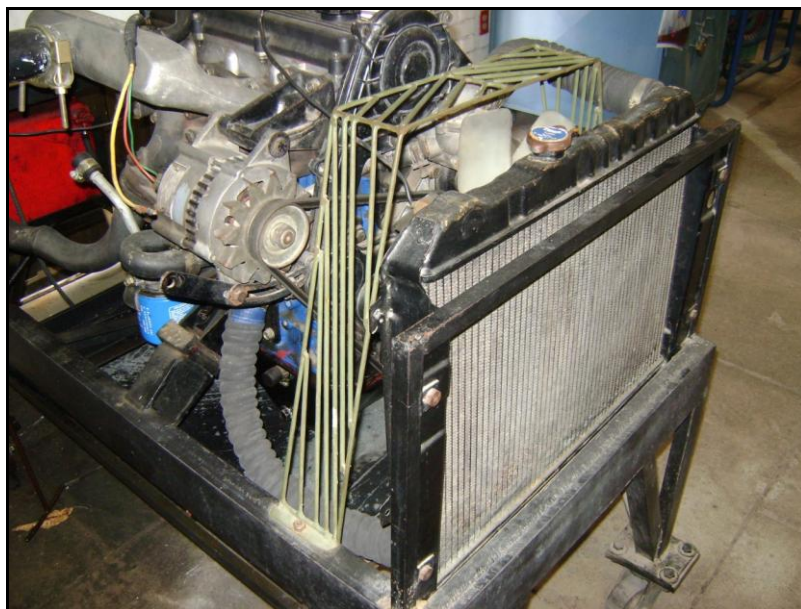
- Un alto consumo energético, lo cual generará a su vez un alto costo de funcionamiento para la universidad y/o escuela de ingeniería mecánica.
- El tamaño de un motor eléctrico requerido para esta aplicación (50 hp como mínimo) necesita una estructura bastante robusta.
- La escuela no cuenta con un motor de estas cualidades, lo cual implicaría costeo por parte de los autores del proyecto de dicho motor.

Por los inconvenientes expuestos en esta propuesta, se opta por no tener en cuenta esta alternativa.

Alternativa 2

Debido a los inconvenientes presentes en la alternativa 1 con la unidad motriz se analiza la posibilidad de usar un motor diesel como unidad motriz para suministrar potencia mecánica a la bomba.

Industrialmente el motor diesel es el más usado para suministrar potencia a este tipo de bombas debido sus aplicaciones en maquinaria móvil (un ejemplo de ello son las mezcladoras de concreto), bajo costo por consumo energético y de operación comparado con los motores eléctricos de gran potencia (más de 100 HP), entre otras. Pero la más importante es que la escuela de ingeniería mecánica cuenta con uno de estos en el laboratorio de maquinas térmicas alternativas, este motor cumple los requerimientos del sistema y además fue puesto a disposición de este proyecto de grado.



Fuente: los autores

Figura 44. Motor diesel del LMTA

Por las razones anteriores, en esta alternativa se plantea la utilización del banco del motor diesel perteneciente al laboratorio de maquinas térmicas alternativas, el banco se reacondicionará y adicionara una plataforma que

contenga los accesorios hidráulicos, la plataforma cuenta con la característica de un acople rápido para la bomba que es de gran ventaja para este tipo de bancos. Con este reacondicionamiento se logra un conjunto más compacto y se aprovecha el espacio disponible en dicho banco. El diseño del banco se muestra en la figura 45.



Fuente: Los autores

Figura 45. Banco alternativa 2

Ventajas:

- Diseño sencillo
- Compacto
- Facilidad para transportarlo
- Económico

Desventajas:

- Estéticamente no es agradable

- La junta cardan a utilizar sobrepasa los límites del ángulo de desalineamiento recomendado (15°).
- Poco espacio disponibles para los accesorios hidráulicos (mangueras, válvulas, tanque de aceite, etc.).
- Corregir los dos ítems anteriores implica un readecuación total del banco de motor diesel.

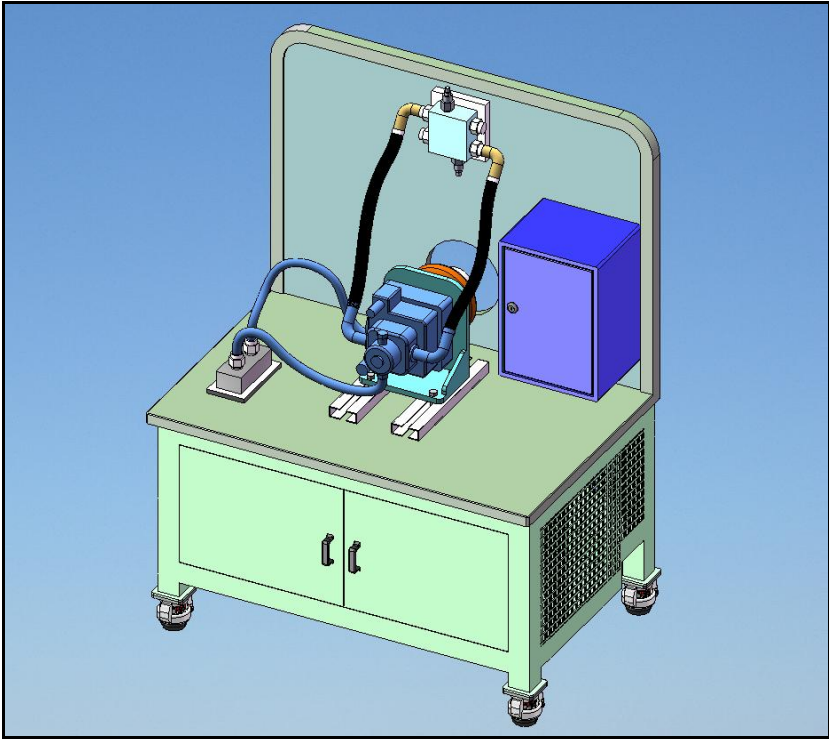
Alternativa 3

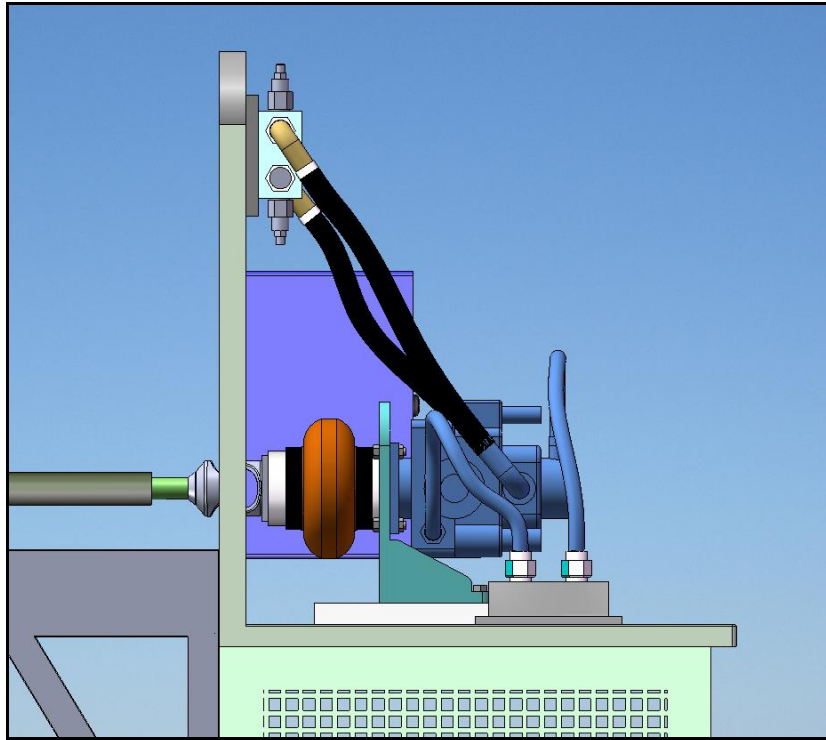
Esta alternativa retoma la utilización del banco del motor diesel propuesta en la alternativa 2. Se propone ahora un diseño de un banco que cuenta con dos módulos, uno el banco del motor diesel y el otro para el sistema hidráulico y de adquisición de datos. Estos dos módulos a su vez cuentan con la posibilidad de acoplamiento o en su defecto desacoplamiento.

El módulo hidráulico cuenta con las características de un acople rápido para la bomba, que es de gran ventaja ya que en algunos casos se utilizará el banco diesel con otros objetivos específicos, como lo es en laboratorios de la asignatura de maquinas térmicas alternativas de la escuela de ingeniería mecánica. Se desea que el que el nuevo modulo tenga un apoyo sobre el banco motriz para una mejor alineación y lograr un sistema más compacto. En al siguiente figura se para este tipo de pruebas mencionada en la propuesta, fácil de transportar y cuando se desee desacoplar de la unidad diesel se realice sin ningún inconveniente muestra el diseño del banco.

Este diseño cuenta con varias cualidades. Tiene la posibilidad de asistir a otra bomba instalada, ya que cuenta con la posibilidad de desacoplar el módulo motriz diesel. Además cuenta con una estructura suficientemente rígida, esto debido a que se fabricará en perfil cuadrado de 2" X 2" calibre

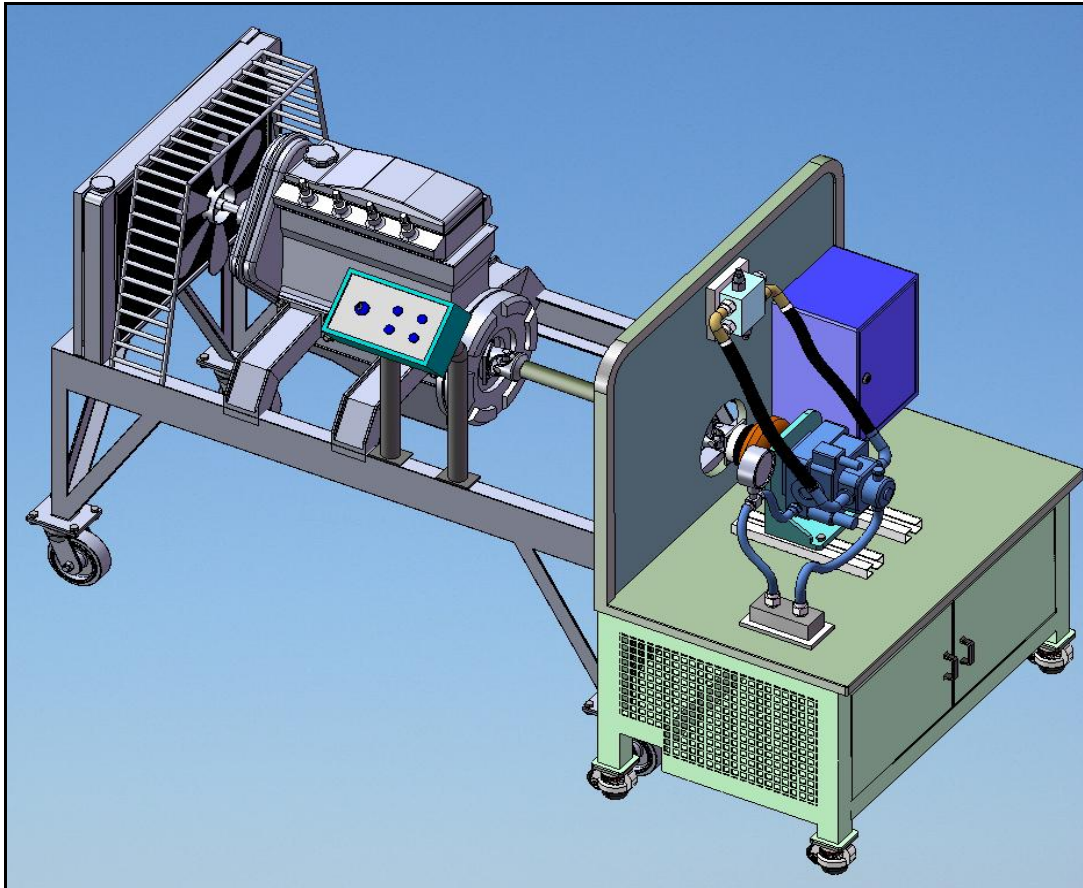
14, Este banco también posee un buen anclaje al piso, estabilidad y posibilidad de desarme en caso de una modificación futura necesaria.





Fuente: Los autores

Figura 46. Banco alternativa 3



NUMERO	ELEMENTO
1	BANCO DE LA UNIDAD MOTRIZ
2	MANOMETROS
3	MANIFOLD HIDRAULICO
4	ACOPLE REX OMEGA
5	PLACA DE ACOPLE RAPIDO DE LA BOMBA
6	MODULO DE SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS
7	BOMBA EATON 54
8	ESTRUCTURA
9	TANQUE DE ACEITE HIDRAULICO
10	MANGUERA DE SUCCION
11	MANGUERA DE DRENAJE
12	FLUJOMETRO
13	MANGUERAS DE ALTA PRESION
14	JUNTA CARDAN

Fuente: Los autores

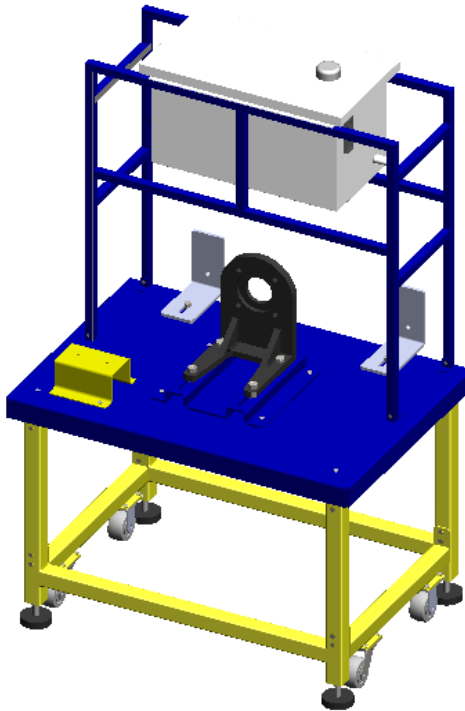
Figura 47 Descripción alternativa 3

Desventajas encontradas:

- El manifold genera altas vibraciones y sacudidas debido a las cargas hidráulicas, lo cual puede repercutir sobre la estabilidad de la estructura. Igualmente esto podría ser perjudicial para el modulo del sistema de adquisición de datos el cual está sobre esta misma plataforma.
- Hidráulicamente el tanque de aceite debe estar por encima del nivel de succión de la bomba para evitar cavitación en la misma

Alternativa 4

Esta alternativa está basada en la anterior, solo que pensando en las desventajas encontradas en esa alternativa, se hacen algunas modificaciones con el fin de mejorar estos factores.



Fuente: los autores

Figura 48. Banco alternativa 4

Las modificaciones más significativas con respecto a la propuesta anterior, son que se incluye una estructura para soportar el tanque de aceite que en esta ocasión está en la parte superior, a su vez el manifold de simulación de carga se sitúa sobre la plataforma de trabajo.

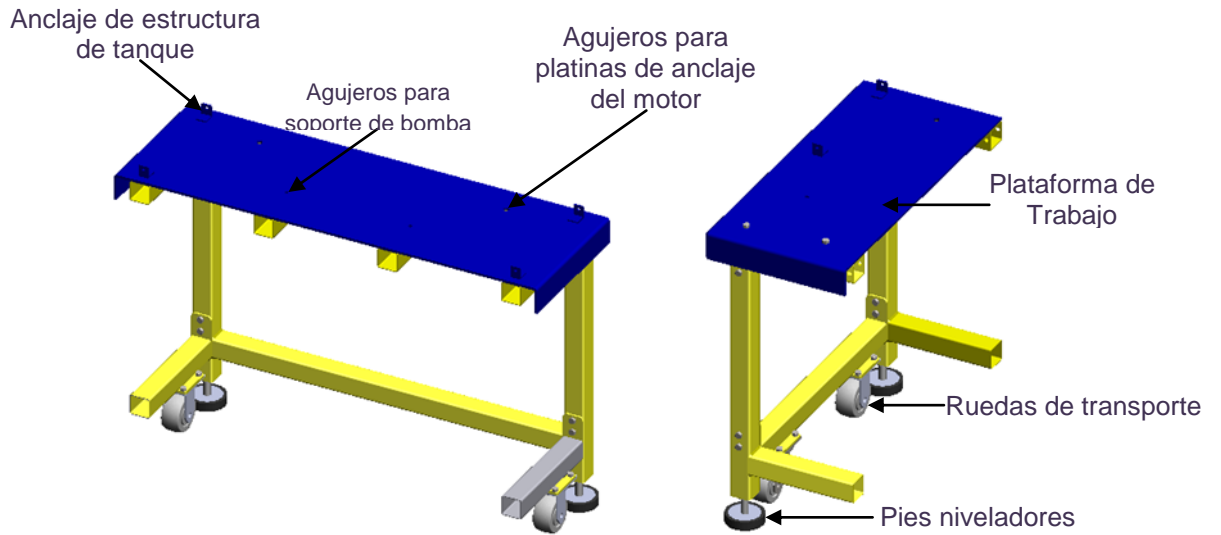
Este diseño cuenta con varias cualidades. Tiene la posibilidad de asistir a otra bomba instalada, ya que cuenta con la posibilidad de desacoplar el módulo motriz diesel. Además cuenta con una estructura suficientemente rígida, esto debido a que se construyó en perfil cuadrado de 2" X 2" calibre 14. El banco también posee un buen anclaje al piso, estabilidad y posibilidad de desarme en caso de una modificación futura necesaria.

5.2 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA

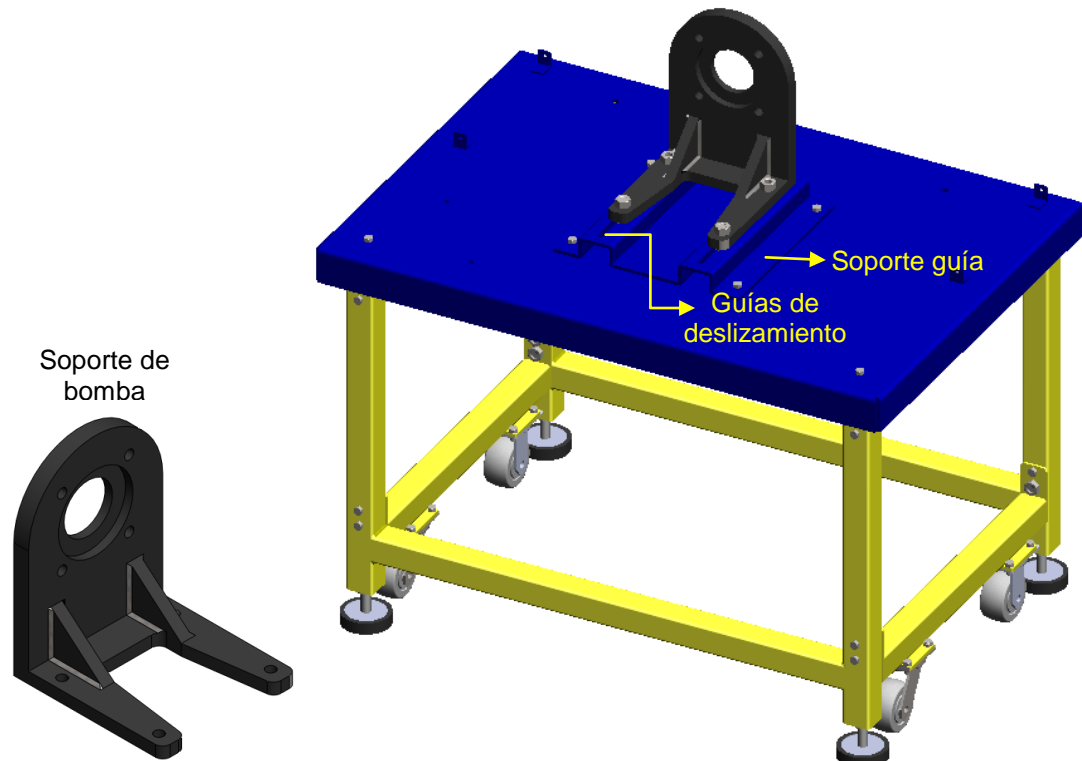
Después de haber analizado las propuestas anteriores, se determino que la mejor opción es la propuesta número cuatro, por su facilidad en el diseño, construcción y prestaciones ofrecidas. En la figura 48 se muestra el modelo escogido el cual está en escala real. A continuación se hace una descripción de los componentes estructurales más importantes del banco de pruebas.

Estructura principal y plataforma de trabajo: Son elementos muy importantes en el conjunto, por un lado la estructura principal es quien soporta el peso de muchos de los componentes y brinda estabilidad. La plataforma de trabajo cuenta con agujeros para el anclaje del soporte de la válvula, platinas de anclaje al motor, guía y soporte de la bomba y la estructura de sujeción de tanque hidráulico, detallados más adelante.

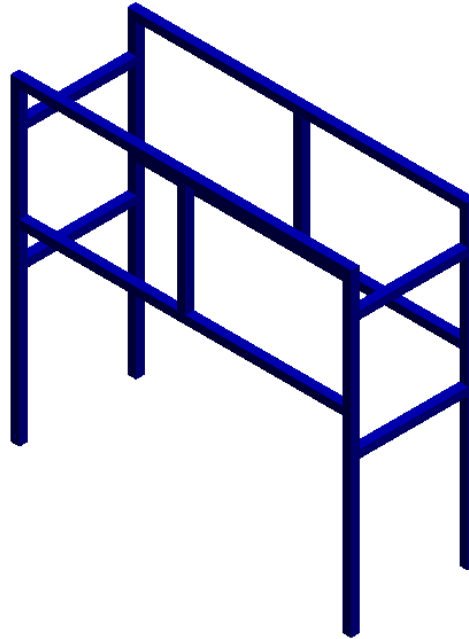
Estructura principal y plataforma de trabajo



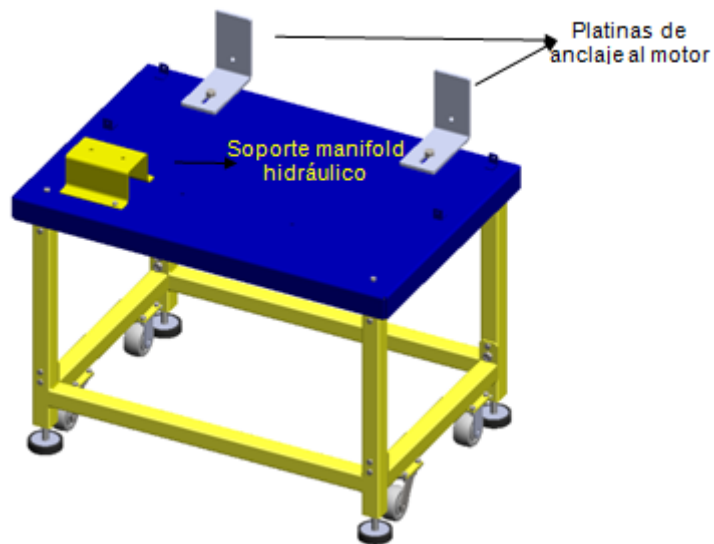
Soporte de la bomba



Estructura soportar tanque



Soporte de válvula y platinas de anclaje



Fuente: los autores

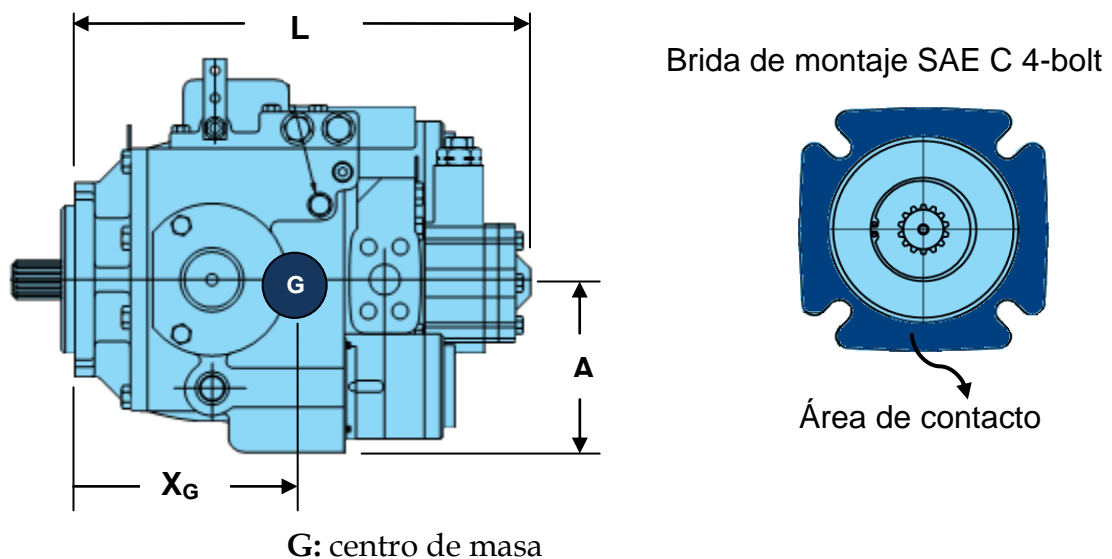
Figura 49. Descripción alternativa seleccionada

5.3 DISEÑO MECÁNICO DEL BANCO

Para el análisis de la estructura principal de banco es indispensable conocer la magnitud de las fuerzas, momentos flectores, torques y demás acciones que externamente le son aplicadas por los demás componentes y que sobre ella actúan. Un componente crítico dentro del sistema es el soporte de la bomba ya que está sometido a los grandes esfuerzos generados por la bomba, este debe ser capaz de resistir el peso de la bomba y garantizar una deformación mínima para evitar sacudidas que perturben la estabilidad del banco.

5.3.1 Soporte de la bomba

Para analizar las fuerzas actuantes sobre este elemento hay que revisar las características físicas de la bomba.



Datos

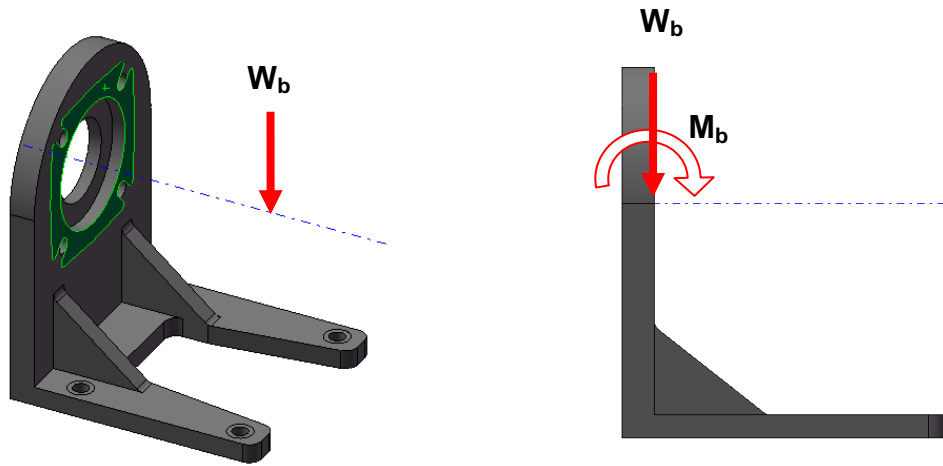
Peso de la bomba = $m_b = 100$ kg

$$L = 15 \text{ Pulg} = 0.381\text{m}$$

$$A = 5.25 \text{ Pulg} = 0.133\text{m}$$

$$X_G = 7 \text{ pulg} = 0.178\text{m}$$

DCL soporte



Cálculos:

$$W_p = m_b \times g$$

Ecuación 5.1

El peso de la bomba considerando que se encuentra llena de aceite es de aproximadamente 100 Kg según el catalogo del fabricante.

$$W_p = 100 \times 9.81$$

$$W_p = 981 \text{ N}$$

El momento flector que produce W_p es entonces:

$$M_p = W_p \times X_G$$

Ecuación 5.2

$$M_p = 981 \times 0.178$$

$$M_p = 174.618 \text{ Nm}$$

La masa del soporte es, teniendo en cuenta que su construcción será en acero AISI 1045, de 16.5Kg (m_s). La carga vertical sobre la estructura principal, que genera el soporte y la bomba es:

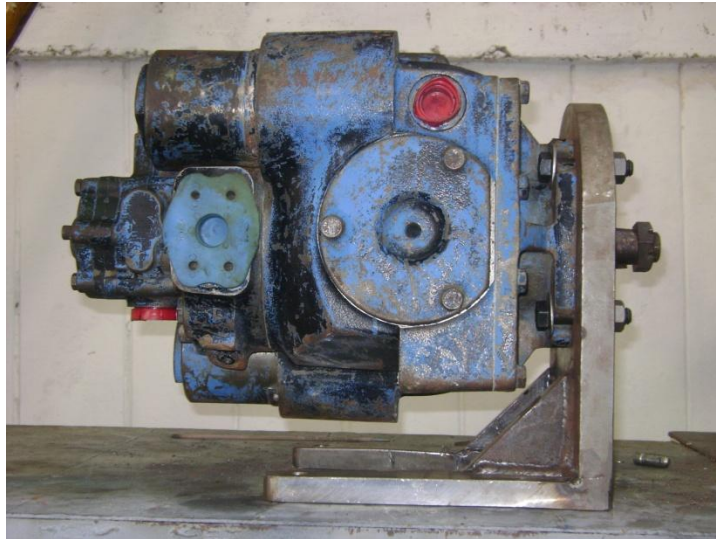
$$W_v = W_b + m_s \cdot g$$

Ecuación 5.3

Reemplazando:

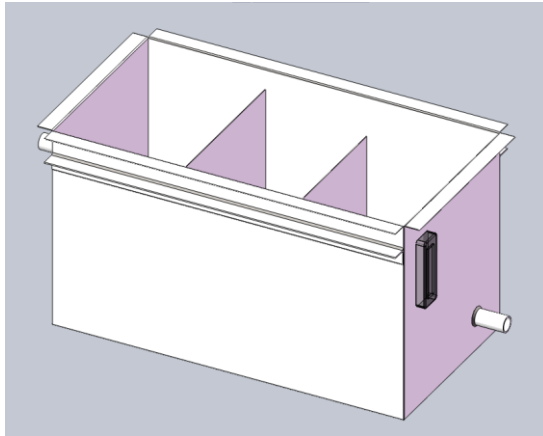
$$W_v = 1142,865 \text{ N}$$

En el diseño del soporte se tiene en cuenta que no debe existir efecto de volcadura cuando la bomba esté apornada a él, esto implica que el centro de masa de la bomba quede situado por dentro del soporte. La figura 50 lo muestra más claramente.



Fuente los autores
Figura 50. Soporte de la bomba

Estructura para sujeción del tanque



Fuente: los autores

Figura 51. Tanque de aceite

La única carga que actúa sobre toda esta estructura es el peso del conjunto tanque-aceite. Por esto se requiere conocer de esta carga.

El peso del tanque de aceite vacío tiene un peso aproximado de **13Kg** (m_t), para su fabricación en lamina de acero calibre 18. La capacidad de este tanque está calculada para 15 Gal, por tanto el peso del volumen de aceite es:

$$m_a = D_a * V_a \quad \text{Ecuación 5.4}$$

Donde:

m_a : peso del aceite

D_a : densidad del aceite

V_a : volumen del aceite

Según el catalogo de Shell, para el tellus ISO 68 (ver anexos) la densidad del aceite es 0.88 Kg/L. El volumen es de 15 Gal, equivalente a 56.7L. Por lo tanto, reemplazando en la ecuación 5.3, la masa de aceite es:

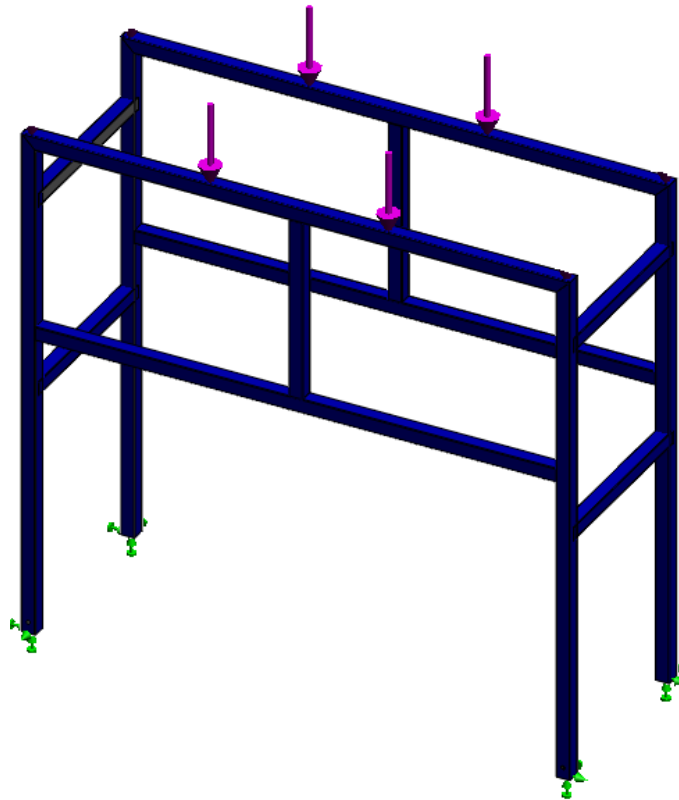
$m_a \approx 50 \text{ Kg}$

La carga que produce el tanque lleno de aceite es:

$$W_t = (m_t + m_a) * g; \quad g = 9.81 \text{ m/s}^2 \quad \text{Ecuacion 5.5}$$

Por tanto:

$$W_t = 618 \text{ N}$$

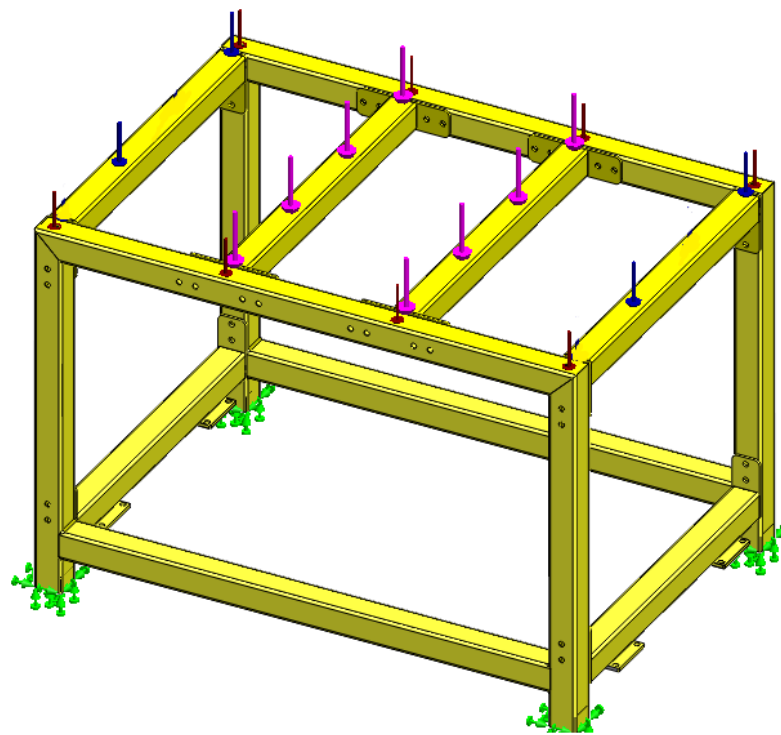






Fuente: los autores

Figura 52. DCL estructura de tanque

Estructura principal

Conocidas todas las cargas que actúan sobre la estructura queda establecido el diagrama de cuerpo libre de la estructura principal, el cual se muestra en la figura 53.



-  Bomba, soporte y guía
-  Estructura del tanque
-  Plataforma de trabajo
-  Soportes fijos

Fuente los autores

Figura 53. DCL de estructura principal

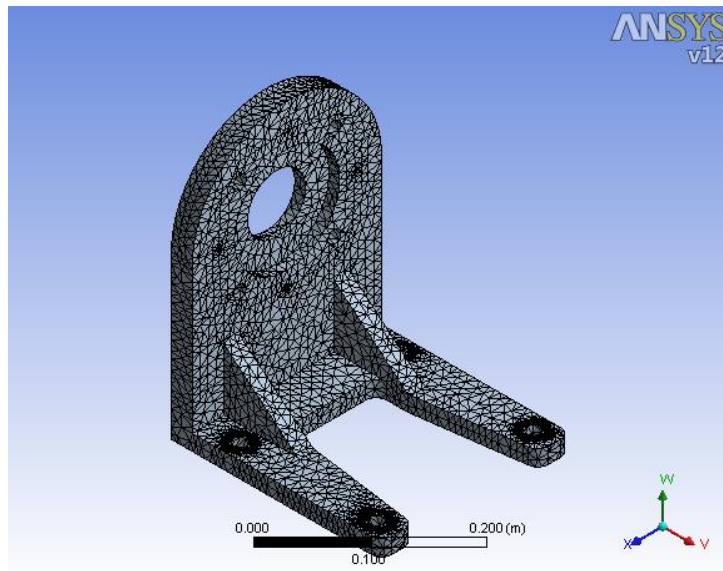
ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Con la ayuda del software Solidworks 2007 y Ansys 12, se realizó el análisis de esfuerzos, mediante un análisis estático estructural de los elementos considerados más críticos debido a las cargas presentes en ellos, como lo son el soporte de la bomba, la estructura principal y la estructura que soporta el tanque de aceite.

El proceso empieza con el modelamiento de los elementos mediante Solidworks, el cual nos permite importar desde Ansys el modelo para realizarle un análisis estático estructural y determinar deformaciones, esfuerzos y factores de seguridad, mediante métodos de elementos finitos.

Análisis de esfuerzos en el soporte de la bomba

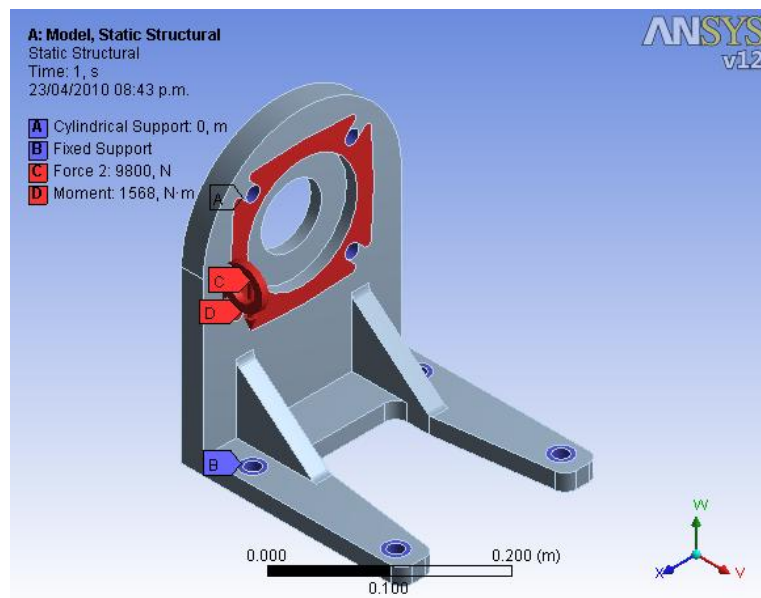
- **Geometría:** Para el modelo se introdujeron propiedades físicas de acuerdo al catalogo de la compañía general de acero S.A, para el acero AISI 1045 la resistencia a la tracción es 60Kg/mm^2 y el modulo de elasticidad 30Kg/mm^2 .
- **Enmallado:** Debido a la geometría irregular del soporte se escogió un enmallado fino con relevancia 0, que nos permite tener resultados rápidos y certeros con el software.



Fuente: los autores

Figura 52. Enmallado del soporte de la bomba

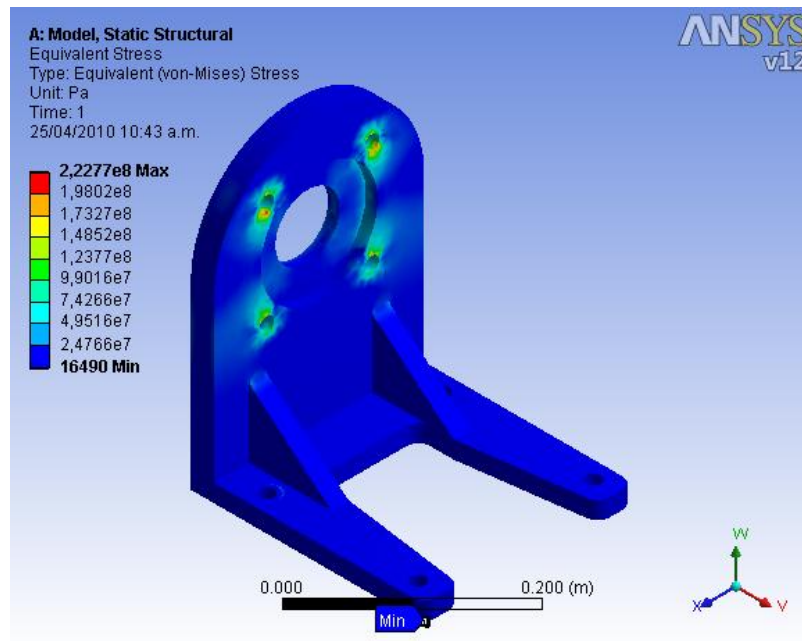
- **Soportes y cargas:** Se le introdujeron al modelo las cargas calculadas anteriormente, se estableció un soporte fijo en los agujeros de la base y un soporte cilíndrico en los alojamientos de los tornillos de sujeción de la bomba y la base.



Fuente: los autores

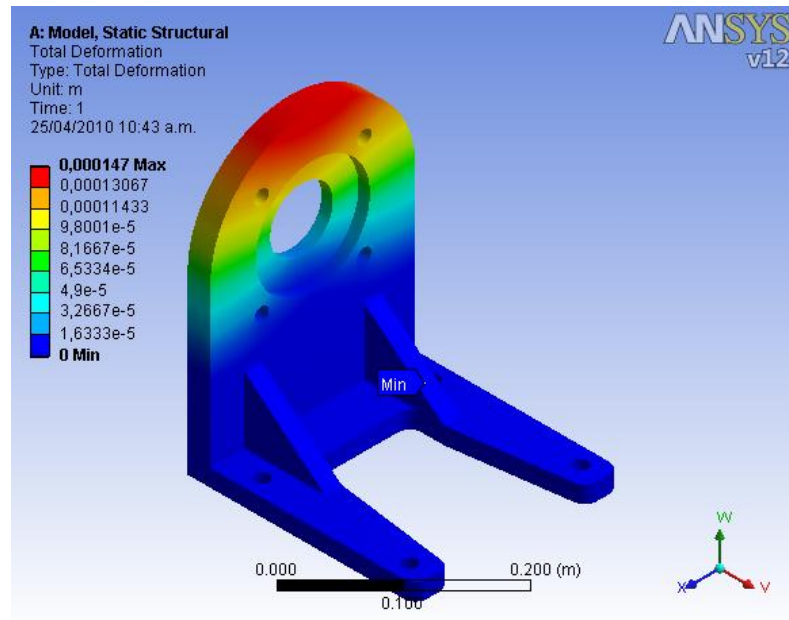
Figura 53. Cargas y soportes

- **Resultados:** Con todas las condiciones descritas anteriormente, el modelo ya tiene una solución. Ansys presenta los resultados mediante gamas de colores, en donde se representan los valores máximos y mínimos de esfuerzo, deformación, y factor de seguridad. Las figuras 54,55 y 56 muestran los resultados de análisis estático estructural realizado. Se puede observar un resultado racional ya que arrojó que el punto donde hay más concentración de esfuerzos y factores de seguridad más bajos crítico es en las cercanías a los agujeros donde se alojan los tornillos de sujeción de la bomba y la arista de la su guía.



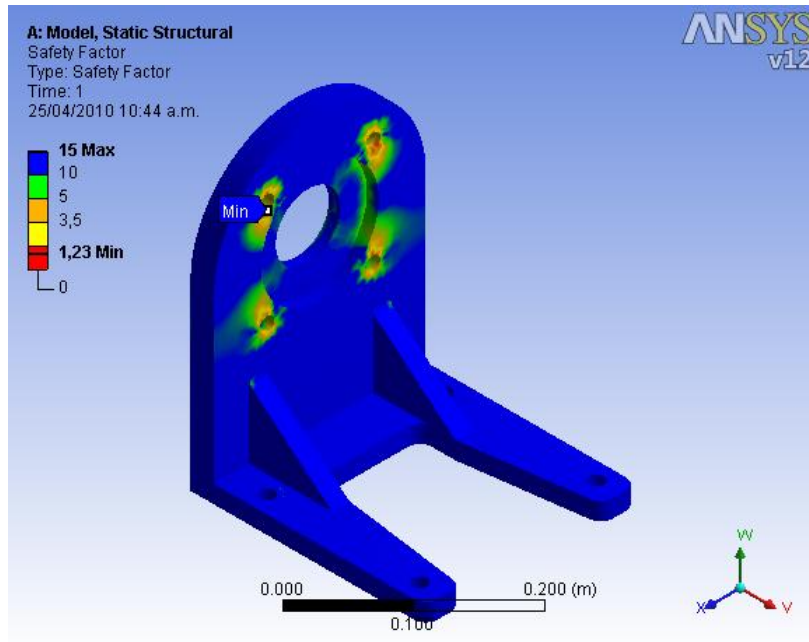
Fuente: los autores

Figura 54. Esfuerzo equivalente



Fuente: los autores

Figura 55. Deformación total

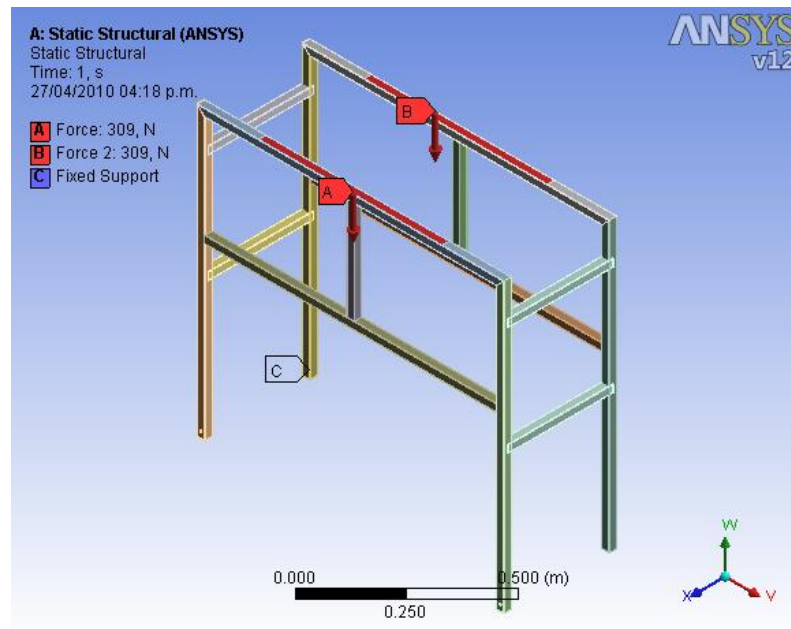


Fuente: los autores

Figura 56. Factor de seguridad del soporte de la bomba

Análisis de esfuerzos en la estructura que soporta el tanque

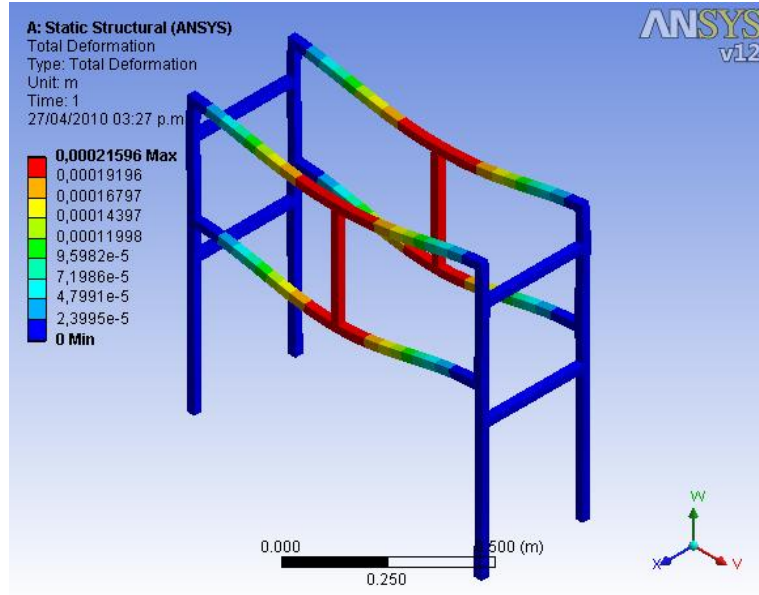
- **Geometría:** Para el modelo se introdujeron propiedades físicas de acuerdo al catalogo de perfiles Aceso, las propiedades físicas de interés de este perfil son: Resistencia a la tracción es 45Kg/mm^2 y el modulo de elasticidad 22Kg/mm^2 .
- **Enmallado:** Por las mismas justificaciones del análisis del soporte se escogió un enmallado fino con relevancia 0.
- **Cargas y soportes:** la carga vertical que genera el peso del tanque de aceite calculada anteriormente fue incluida como la única fuerza externa. La carga de tanque se repartió en los dos paraleles como se muestra en la figura 57.



Fuente: los autores

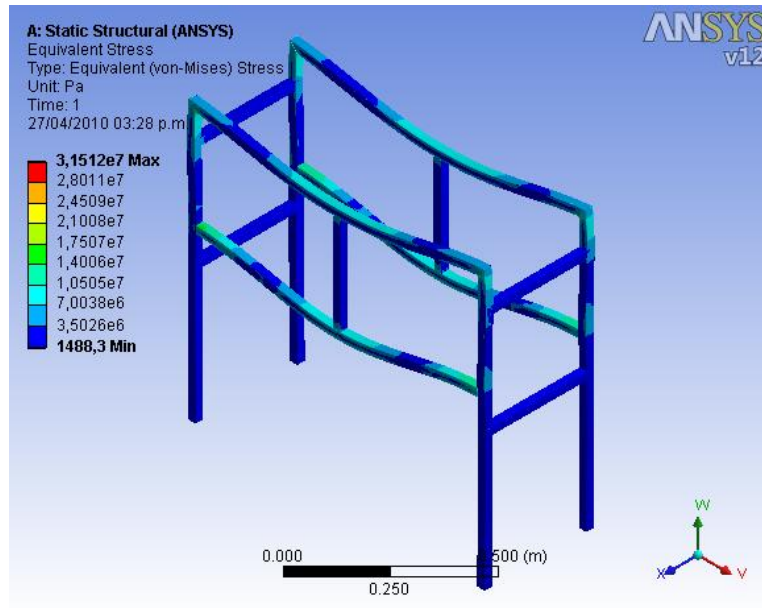
Figura 57. Cargas y soportes de la estructura del tanque

- **Resultados:** Las figuras 58,59 y 60, muestran los resultados arrojados por el Ansys para la deformación total, esfuerzos equivalentes y factor de seguridad.



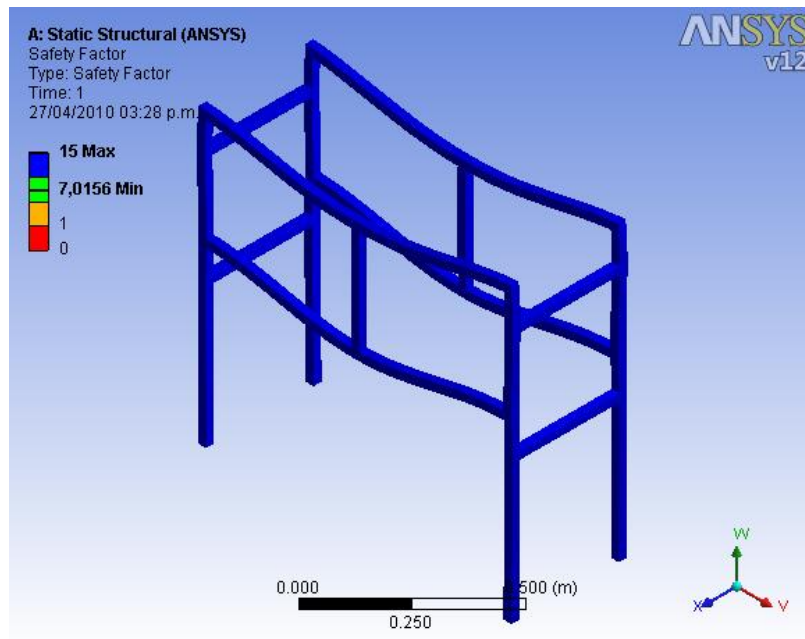
Fuente: los autores

Figura 58. Deformación total



Fuente los autores

Figura 59. Esfuerzo equivalente

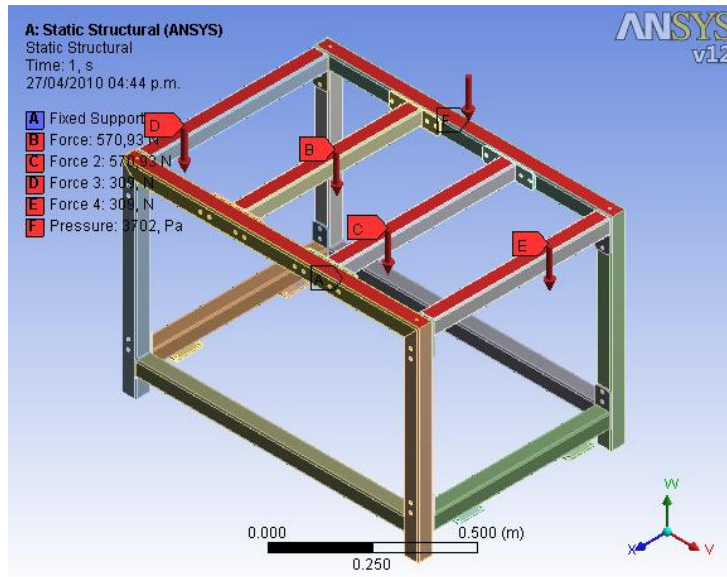


Fuente los autores

Figura 60. Factor de seguridad

Análisis de esfuerzos en estructura principal

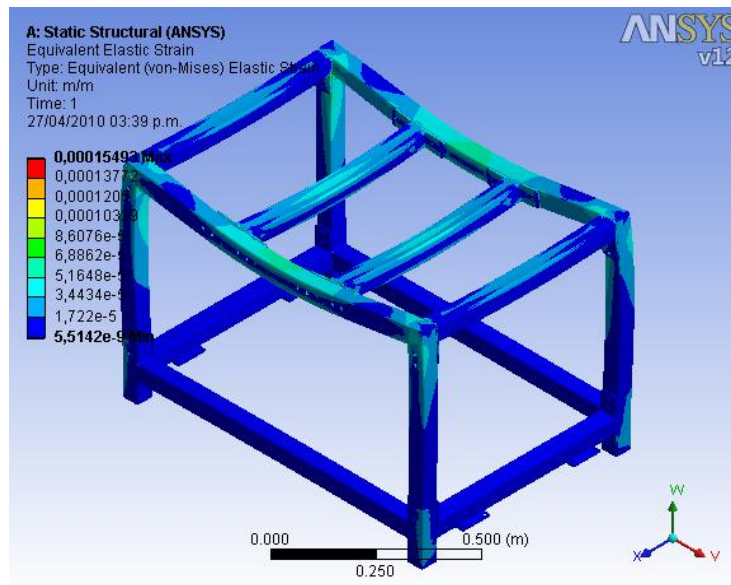
- **Geometría:** Para el modelo se introdujeron propiedades físicas de acuerdo al catalogo del fabricante de perfiles Acesco. La resistencia a la tracción es $45\text{Kg}/\text{mm}^2$ y el modulo de elasticidad $22\text{Kg}/\text{mm}^2$.
- **Enmallado:** Se escogió enmallado fino con relevancia 0.
- **Cargas y soportes:** Las cargas que externamente actúan sobre la estructura fueron mostradas y calculadas anteriormente. Se introdujo un soporte fijo en las caras de apoyo. En la figura 61 se pueden ver lo anteriormente dicho.



Fuente los autores

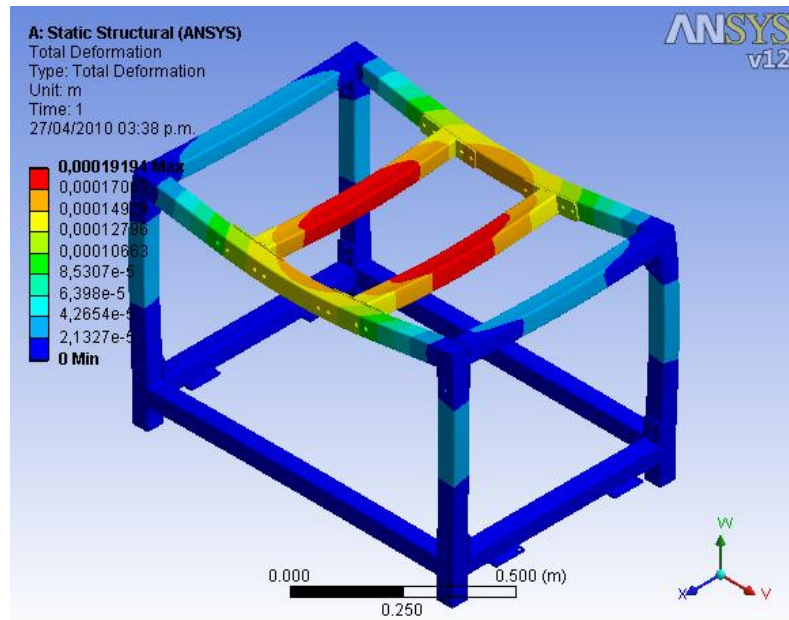
Figura 61. Cargas y soportes en la estructura principal

- **Resultados:** En Las figuras 62,63 y 64 se pueden ver los resultados arrojados por el software, en donde se visualizan gráficos de esfuerzo equivalente, deformación total y factor de seguridad. Se observa que el factor de seguridad mínimo es de 8, lo cual es un valor alto.



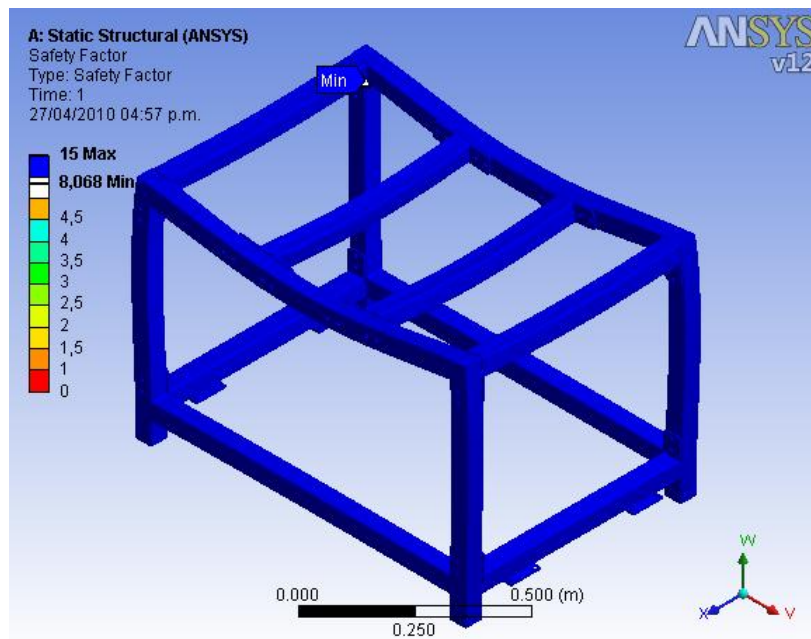
Fuente los autores

Figura 62. Esfuerzo equivalente



Fuente: los autores

Figura 63. Deformación total



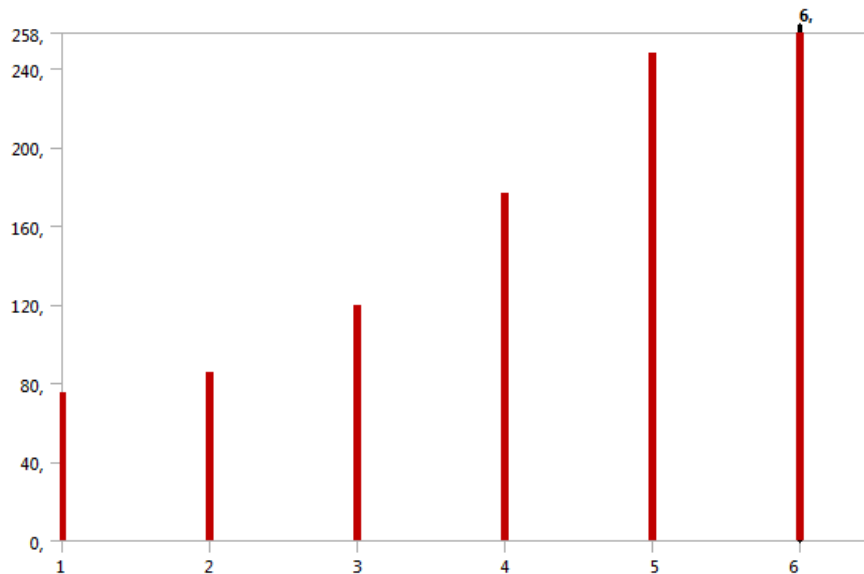
Fuente los autores

Figura 64. Factor de seguridad

Análisis modal de la estructura principal

Con el fin de predecir el comportamiento dinámico de la estructura se realizó un análisis nodal mediante Ansys. El software nos ofrece mediante la herramienta de Workbench, Modal Analysis, el número de modos de vibración que se desee, esto es, las frecuencias naturales. La importancia de este análisis radica en que la primera frecuencia natural de la estructura debe ser mayor que la frecuencia fundamental del sistema para impedir que exista el fenómeno de resonancia.

Para este caso en particular se hallaron los primeros 6 modos de vibración. La herramienta Modal Analysis en este caso requiere de la geometría y de los soportes, igual que en el análisis estático. A continuación se muestra el resultado arrojado por el software y en los anexos se incluye las graficas de deformación para cada uno de los modos.



Fuente: los autores

Figura 65. Modos de vibración de la estructura

Tabla 4. Modos de Vibración

Model (A4) > Modal (A5) > Solution (A6)

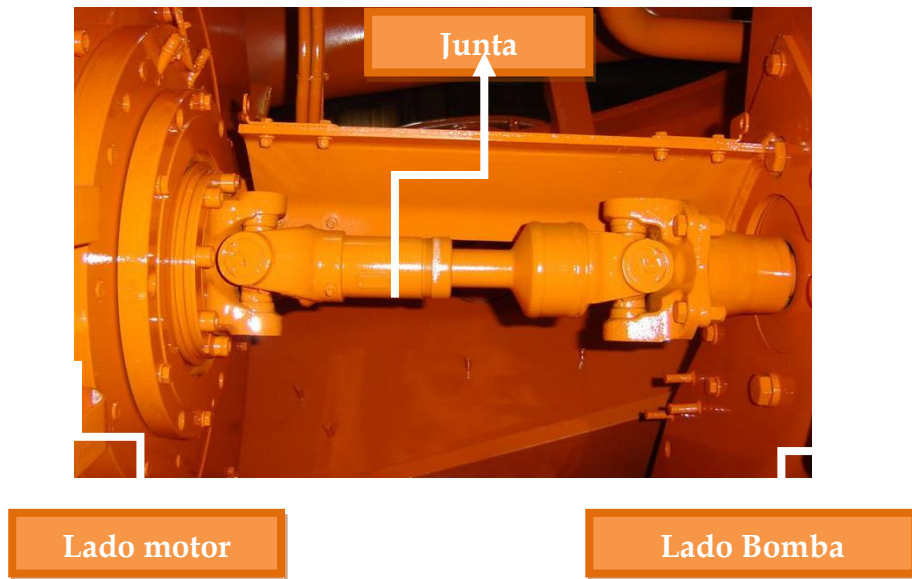
Mode	Frequency [Hz]
1,	75,315
2,	85,246
3,	119,62
4,	176,21
5,	247,74
6,	258,

Fuente: los autores

La primera frecuencia natural tiene un valor de 75,315Hz, que corresponde a una velocidad de rotación de la bomba de 4518,9 RPM. Esto es un valor de velocidad alto, considerando que el sistema motriz es un motor diesel y además que la velocidad normal de operación de estas bombas es de 1800RPM.

5.3.2 Selección de elementos de transmisión de potencia y acoplamiento

Los montajes típicos industriales para el tipo de bomba a utilizar incluyen un sistema tipo junta cardánica para acoplar el motor diesel con dicha bomba. La siguiente figura 66 muestra una junta cardan usada en el sistema de acoplamiento motor-bomba de un camión minero.



Fuente: los autores
Figura 66. Sistema de acoplamiento motor-bomba de un camión minero

Se puede observar que debido a la distancia considerable entre los ejes es una solución este tipo de juntas, que además permite desalineamiento angular hasta de 45° a bajas revoluciones de giro, paralelo y en las de tipo telescópica cambios apreciables en la posición axial.

Para el caso particular de este proyecto, es de vital importancia aislar en lo posible las vibraciones transmitidas por el motor diesel a la bomba, por esta razón se opta por usar un acople flexible que acompañe a la junta cardan, el cual ayuda a reducir la vibración torsional, amortigua choques de carga y también permite desalineamientos angular y paralelo.

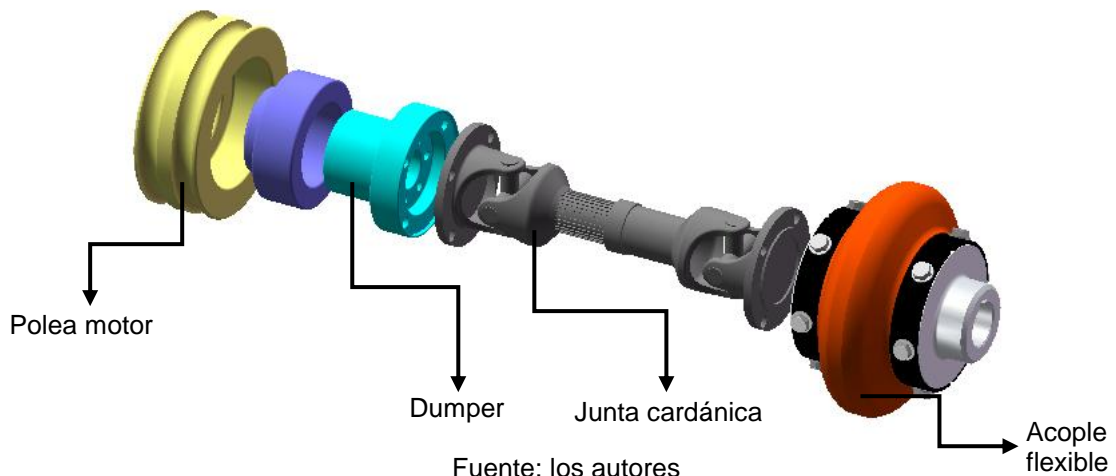
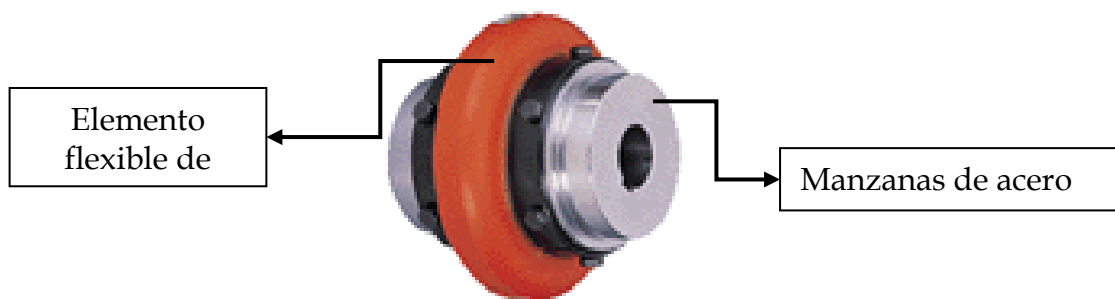


Figura 67. Sistema de transmisión de potencia motor-bomba del banco

El acople flexible es de tipo *REX OMEGA* del fabricante Rexnort (figura 68), posee una porción de material elastómero y dos manzanas de acero que pueden maquinarse de acuerdo a la necesidad y requerimientos de los ejes de entrada y salida.



Fuente los autores
Figura 68. Acople flexible Rex omega

Calculo de torque transmitido por el motor

La potencia hidráulica está dada por la siguiente ecuación:

$$Pot_h = \frac{P \times Q_B}{1714 \times \eta_V} \quad \text{Ecuacion 5.4}$$

Donde:

$Pot_h =$ *Potencia hidráulica, Hp*

$P =$ *Presión de bomba, Psi*

$Q_B =$ *Caudal de bomba, GPM*

$\eta_V =$ *Eficiencia volumetrica de la bomba*

La potencia mecánica necesaria en el motor para generar esta potencia hidráulica en la bomba está dada por:

$$Pot_m = \frac{Pot_h}{\eta_m} \quad \text{Ecuacion 5.5}$$

Donde:

$Pot_m =$ *Potencia mecanica, Hp*

$\eta_m =$ *Eficiencia mecanica del motor*

El torque transmitido por el motor es entonces:

$$T_m = \frac{Pot_m \times 63000}{n} \quad \text{Ecuacion 5.6}$$

Donde:

$T_m =$ *Torque del motor, Lb/pulg*

$n =$ *Velocidad angular, RPM*

El banco está diseñado para simular una carga hidráulica máxima de 1000 psi a un caudal de bomba de 35 GPM y es en esta condición donde está el mayor requerimiento de potencia.

Entonces, reemplazando en la ecuación 5.4, con una eficiencia volumétrica de la bomba de 0.85 (considerando un valor bajo).

$$**Pot_h = 24.02 Hp**$$

Y con la ecuación 5.5, con una eficiencia mecánica del motor de 0.8⁵:

$$**Pot_m = 30.03 Hp**$$

El torque del motor es entonces según la ecuación 5.6:

$$**T_m = 1051 Lb/pulg**$$

Selección de acople flexible Rex omega

1. Factor de servicio

El factor de servicio para bombas que recomienda el fabricante es mostrado en la siguiente tabla:

⁵ Según el libro Internal Combustión Engine Fundamentals de J. Haywood la eficiencia mecánica de esta clase de motores oscila entre 0.9 y 0.75%

Tabla 5. Factores de servicio para bombas

PUMPS	
Centrifugal	1.0
Positive Displacement	1.5
Rotary — Gear, Lobe, Vane	1.5
Reciprocating	**
Progressive Cavity	1.25
Peristaltic	1.5

Fuente: Rex coupling catalog

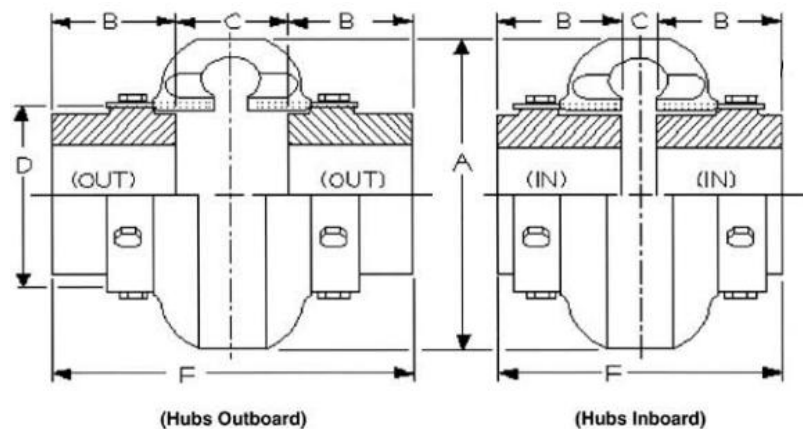
Para este caso en que la bomba es de desplazamiento positivo el factor de servicio $F_s = 1.5$

2. Torque continuo

El torque continuo lo define el fabricante por la ecuación:

$$T_c = T_m \times F_s \quad \text{Ecuación 5.7}$$

$$T_c = 1121.1 \times 1.5 = 1576.5 \text{ Lb/pulg}$$



Fuente: Rex coupling catalog
Figura 69. Dimensiones de acople Rex omega

Tabla 6. Parámetros de selección de acople Rex omega

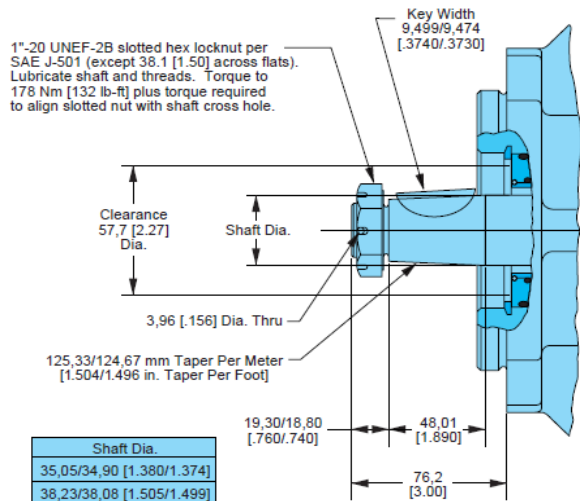
Standard Omega No.	Recom. Max. Bore (In.) Ⓣ	HP/100 RPM Ⓢ	Continuous Torque (In. Lbs.) Ⓢ	Max. RPM	Dimensions in Inches						Weight (Lb.) Ⓢ	
					A	B	C		D	F		
							(In.)	(Out)		(In.)		(Out)
E2	1.13	.30	190	7500	3.50	.94	1.34	1.90	1.85	3.22	3.78	1.2
E3	1.38	.58	365	7500	4.00	1.50	.81	1.31	2.32	3.81	4.31	2.4
E4	1.63	.88	550	7500	4.56	1.69	.44	1.31	2.60	3.81	4.69	3.0
E5	1.88	1.48	925	7500	5.38	1.75	.81	1.81	3.13	4.31	5.31	5.4
E10	2.13	2.30	1450	7500	6.38	1.88	.56	1.81	3.65	4.31	5.56	8.2
E20	2.38	3.65	2300	6600	7.25	2.06	.50	2.38	4.48	4.62	6.50	13.0
E30	2.88	5.79	3650	5800	8.25	2.31	.56	2.44	5.42	5.19	7.06	21.2
E40	3.38	8.85	5500	5000	9.50	2.50	.56	2.68	6.63	5.56	7.68	35
E50	3.63	12.14	7650	4200	11.00	2.75	.63	3.38	8.13	6.13	8.88	54
E60	4.00	19.84	12,500	3800	12.50	3.25	.69	3.44	8.75	7.19	9.94	72
E70	4.50	35.12	22,125	3600	14.00	3.62	.75	3.75	9.25	8.00	11.00	86
E80	6.00	62.70	39,500	2000	16.00	4.87	.75	5.00	11.25	10.50	14.75	170
E100	6.75	135	85,050	1900	21.00	5.50	1.75	3.75	14.13	12.75	14.75	244
E120	7.50	270	170,100	1800	25.00	6.00	2.25	4.88	17.63	14.24	16.88	425
E140	9.00	540	340,200	1500	30.00	7.00	3.00	5.00	20.88	17.00	19.00	746

- Ⓢ Standard hubs. See page E-16 for steel hub maximum bores.
- Ⓣ Service factor = 1.0
- Ⓢ With maximum bore standard hubs.
 - Ⓢ Service factor = 1.0
 - Ⓢ With maximum bore standard hubs.

Fuente: Rex coupling catalog

En la tabla 6 se puede ver que el acople Rex omega que cumple con este requerimiento de torque es el **E 20**.

Este tipo de acople nos permite maquinas las manzanas de acero según la necesidad y la configuración de los ejes a acoplar. Para el caso de la bomba el eje es cónico y la junta cardán es tipo brida. A continuación se muestra un detalle del eje de la bomba.



Selección junta cardan

Con el torque continuo calculado en la ecuación 5.7 y de la disponibilidad del fabricante en el mercado local se selecciona la junta cardan marca SPICER que cuenta con la facilidad de ensamble cumpliendo con la necesidad de longitud para el sistema.

$$T_c = 1121.1 \times 1.5 = 1576.5 \text{ Lb/pulg}$$

$$T_C = 178.11 \text{ N.m}$$

Tabla 7. Parámetros de selección de Junta Cardan

CARDANES EXTRA-CORTOS SPICER															Cardyren		
(LONGITUDES MINIMAS)										TIPOS DE ACOPLAMIENTO							
REF. Cardyren	CRUZ		SERIE	FIG.	Lz min.	La	TIPO	Ø A	N°T	Ø T	Ø C	E	d2	β	OBSERV.	SAE PAR NOMNAL	KV PAR MAX.
	Ø B	D															
1100 130101 210	23,8	61,2	1100	1	210	20	SAE	88	4	8	57,1	30,2	69,9	17°		550 Nm	1130 Nm
1300 130101 277	27	74,6	1300	1	277	20	SAE	97	4	9,8	60,3	35	79,4	20°			1630 Nm
1310 130101 223	27	81,7	1310	1	223	22	SAE	98,5	4	9,7	60,3	35	79,4	15°		1085 Nm	2170 Nm
1310 131111 258	27	81,7	1310	1	258	20	SAE	97	4	9,8	60,3	35	79,4	20°		1085 Nm	2170 Nm
1310 130103 270	27	81,7	1310	1	270	22	SAE	97	4	9,8	60,3	35	79,4	15°		1085 Nm	2170 Nm
1310 130202 223	27	81,7	1310	1	223	22	SAE	98,5	4	10,2	60,3	35	79,4	15°		1085 Nm	2170 Nm
1310 130505 223	27	81,7	1310	1	223	22	SAE	117,5	4	11,1	69,9	35	95,3	15°	Acoplam. 1410	1085 Nm	2170 Nm
1310 130303 253	27	81,7	1310	1	253	22	DIN	90	4	8,1	47	50	74,6	15°		1085 Nm	2170 Nm
1310 133333 288	27	81,7	1310	1	288	20	DIN	90	4	8,08	47	50	74,5	20°		1085 Nm	2170 Nm
1310 130404 253	27	81,7	1310	1	253	22	DIN	100	6	8,1	57	50	84	15°		1085 Nm	2170 Nm
1310 134444 294	27	81,7	1310	1	294	20	DIN	100	6	8,08	57	53	84	20°		1085 Nm	2170 Nm
1410 130101 222	30,1	106,3	1410	1	222	19,4	SAE	119	4	11,1	69,9	42,9	95,3	8°		2035 Nm	3660 Nm
1410 131111 306	30,1	106,3	1410	1	306	45	SAE	114	4	11,2	69,85	43	95,3	20°		2035 Nm	3660 Nm
1410 130505 222	30,1	106,3	1410	1	222	19,4	SAE	119	4	12,1	69,9	42,9	95,3	8°		2035 Nm	3660 Nm
1410 130707 213	30,1	106,3	1410	1	213	19,4	SAE	150	4	14,1	95,2	38,1	120,7	8°	Acoplam. 1550	2035 Nm	3660 Nm
1410 130303 265	30,1	106,3	1410	1	265	19,4	DIN	100	6	8,1	57	64	84	8°		2035 Nm	3660 Nm
1410 130202 265	30,1	106,3	1410	1	265	19,4	DIN	120	8	8,1	75	64	101,5	8°		2035 Nm	3660 Nm
1410 132222 332	30,1	106,3	1410	1	332	45	DIN	120	8	8,08	75	56	101,5	20°		2035 Nm	3660 Nm
1410 130404 265	30,1	106,3	1410	1	265	19,4	DIN	120	8	10,1	75	64	101,5	8°		2035 Nm	3660 Nm
1410 130606 251	30,1	106,3	1410	1	251	19,4	KV	120	4	11	KV70°	57	100	8°	Dentado frontal	2035 Nm	3660 Nm
1480 130101 242	34,9	106,3	1480	1	242,2	24,7	SAE	150	4	12,7	95,2	50,8	120,7	8°		2710 Nm	4475 Nm

Fuente: www.orma.com.mx

En la tabla 7 se puede observar que la junta cardan spicer que cumple con este requerimiento de torque es la de referencia 1310 131111 258.

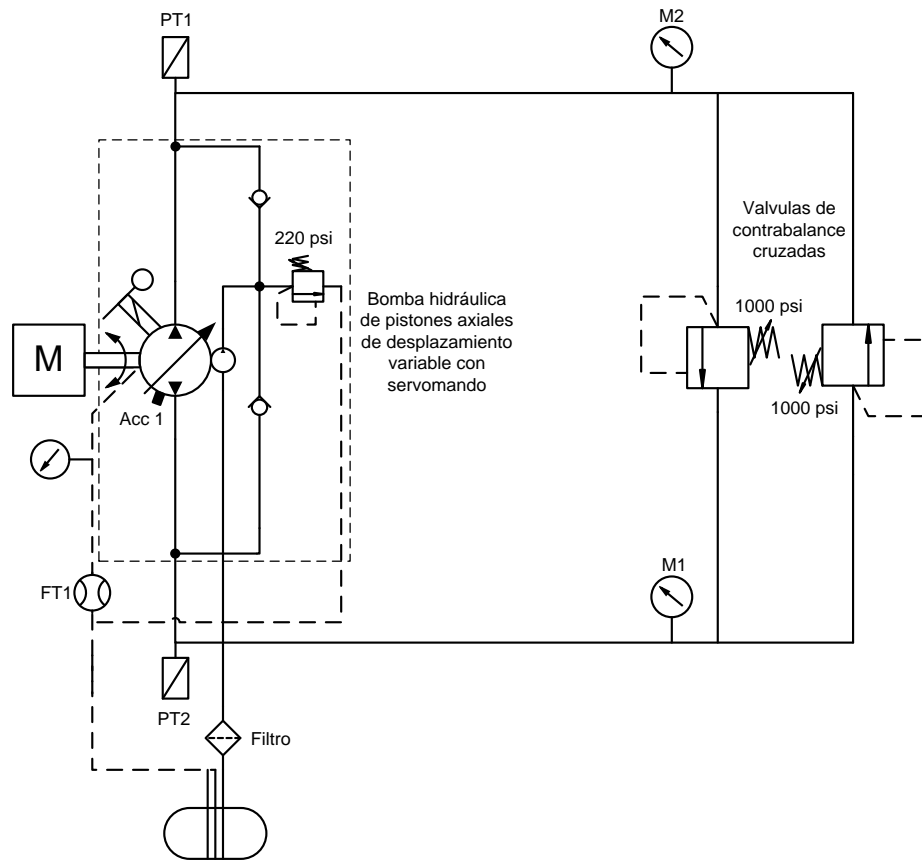
5.4 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Los requerimientos funcionales del banco de pruebas se definieron para simular una carga máxima de 1000 PSI a través de una válvula de un manifold hidráulico a 25 GPM, para medir eficiencia volumétrica y extraer espectros en el dominio de la frecuencia de vibraciones mecánicas y presión, ya que estas características son de vital importancia para sistemas automáticos de diagnóstico de fallas en equipos hidráulicos.

El diseño de los componentes se resume en dos partes, selección de elementos de la sección de simulación de carga y los accesorios hidráulicos (mangueras, acoples, racores, etc.), ya que la bomba es un recurso con el que inicialmente se contaba.

5.4.1 Circuito hidráulico

Basado en las condiciones que sistema requería se diseñó un circuito hidráulico que cumpliera con tales requerimientos. A continuación se muestra en la figura 70 el esquema del circuito hidráulico diseñado. Consta básicamente de una bomba hidráulica bidireccional de caudal variable y un sistema de simulación de carga.



Fuente: los autores
Figura 70. Circuito hidráulico

5.4.2 Bomba hidráulica

La bomba hidráulica del banco de pruebas es del fabricante Eaton, aplicable para hidrotransmisiones de maquinaria pesada, es de pistones axiales, bidireccional y de caudal variable.



Fuente los autores

Figura 71. Bomba hidráulica EATON 54

Esta bomba viene en las series 33, 39, 46, 54, 64 y 76. El recurso con que se contaba era una de la serie 54. A una velocidad de entrada en el eje de 1800 RPM el flujo de descarga varía entre 0 y 40GPM (máxima inclinación del plato basculante, 18°) y una presión máxima de 5000 PSI.

La bomba trae incluido un sistema de precarga que permite reponer las fugas, ya que funciona en un lazo cerrado y posee un mando mecánico para el accionamiento de la servoválvula que permite variar el flujo. Ver detalle de la bomba en la figura 71.

5.4.3 Sección de simulación de carga

Debido al alto caudal manejado por la bomba (40 GPM) se decidió utilizar una combinación de válvulas de cartucho ensambladas en un bloque (manifold hidráulico) que cumpliera con la función establecida inicialmente.

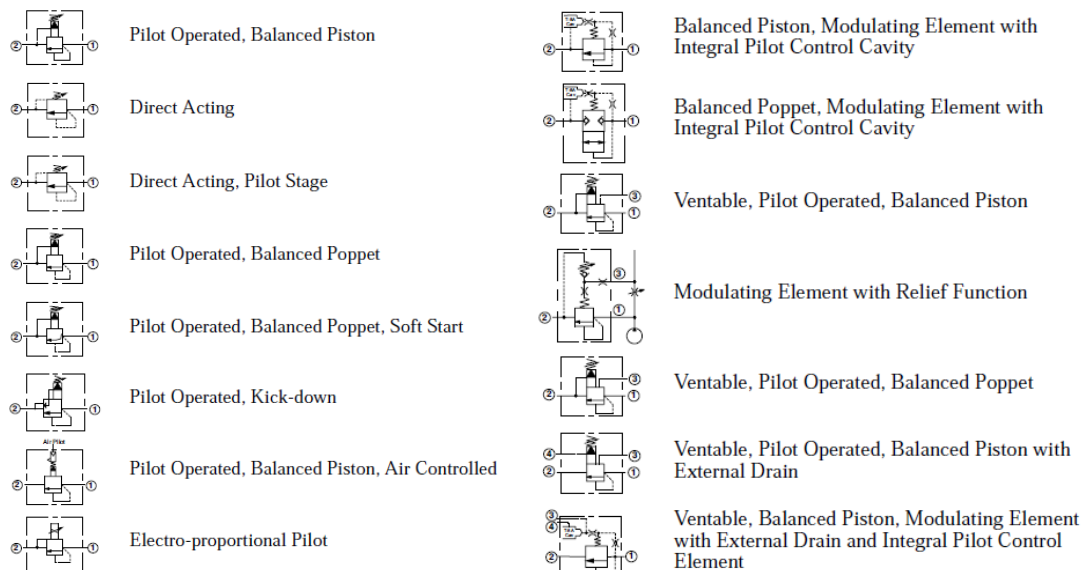
Cuando los caudales empleados en el sistema hidráulico son considerables, el volumen y tamaño de las válvulas necesarias para su accionamiento suele ser también bastante considerable y engorroso para su manejabilidad, conexionado, por el espacio necesario para la instalación de las mismas, etc. Para evitar estos problemas se han diseñado las válvulas de cartucho.

La principal ventaja de este tipo de válvulas es su economía y el hecho de que permiten la circulación de grandes caudales con un mando (válvula) hidráulico de pequeño tamaño. Al hablar de economía se entiende la del cartucho, comparado con el costo de las válvulas tradicionales para grandes caudales. El costo del bloque y principalmente de su diseño queda diluido en las fabricaciones en serie.

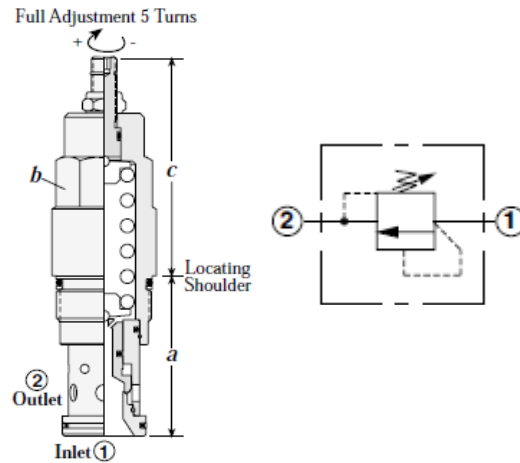
5.4.4 Selección de válvulas de cartucho

Ya que la bomba es bidireccional son necesarias dos válvulas de alivio de las mismas características. Debido a que en el mercado nacional no está consolidado este tipo de manufacturas se optó por ingresar al mercado internacional mediante importaciones. Para la obtención de estos elementos recurrimos a Sun Hydraulics.

Sun Hydraulics diseña y construye válvulas hidráulicas de cartucho y manifolds para una gran variedad de aplicaciones. Las válvulas de alivio que ofrecen son las siguientes:



Para esta aplicación en particular se escoge una de acción directa.



En la tabla 8 muestra la capacidad para cada una de las valvulas disponibles.

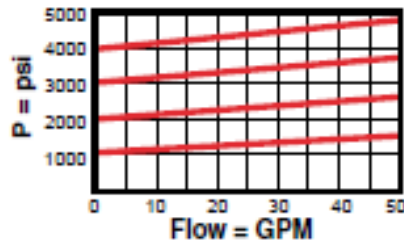
Tabla 8. Selección de cartucho

Capacity	Typical Cartridge Model Code	Cavity	Cartridge Dimensions			
			a	b	c	
					L	C
12 GPM	RDBA - LAN	T - 162A	1.22	3/4"	2.11	2.17
25 GPM	RDDA - LAN	T - 10A	1.56	7/8"	2.38	2.44
50 GPM	RDFA - LAN	T - 3A	1.88	1 1/8"	2.50	2.56
100 GPM	RDHA - LAN	T - 16A	2.44	1 1/4"	3.25	3.31
200 GPM	RDJA - LAN	T - 18A	3.13	1 5/8"	3.94	4.07

Para cumplir el requisito de los 40GPM se escoge el cartucho modelo RDFA, el cual tiene una capacidad de 50GPM y una presión máxima de operación de 5000 psi.

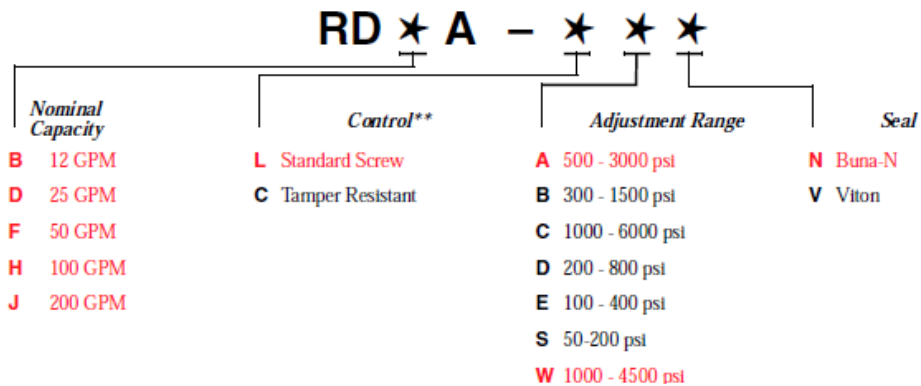
RDFA

Typical Pressure Rise



- Maximum operating pressure = 5000 psi
- Cannot be adjusted with pressure at Port 1.
- Will accept maximum pressure at Port 2.
- Back pressure on the tank port (port 2) is directly additive at a 1:1 ratio to the valve setting.
- Factory pressure settings established at 4 GPM
- Typical response time 2 ms.
- Maximum leakage = 10 drops/min. at reseal.
- Reseat exceeds 90% of cracking pressure.

Por último para completar la configuración de orden de compra se debe proporcionar el rango de ajuste y material de fabricación.

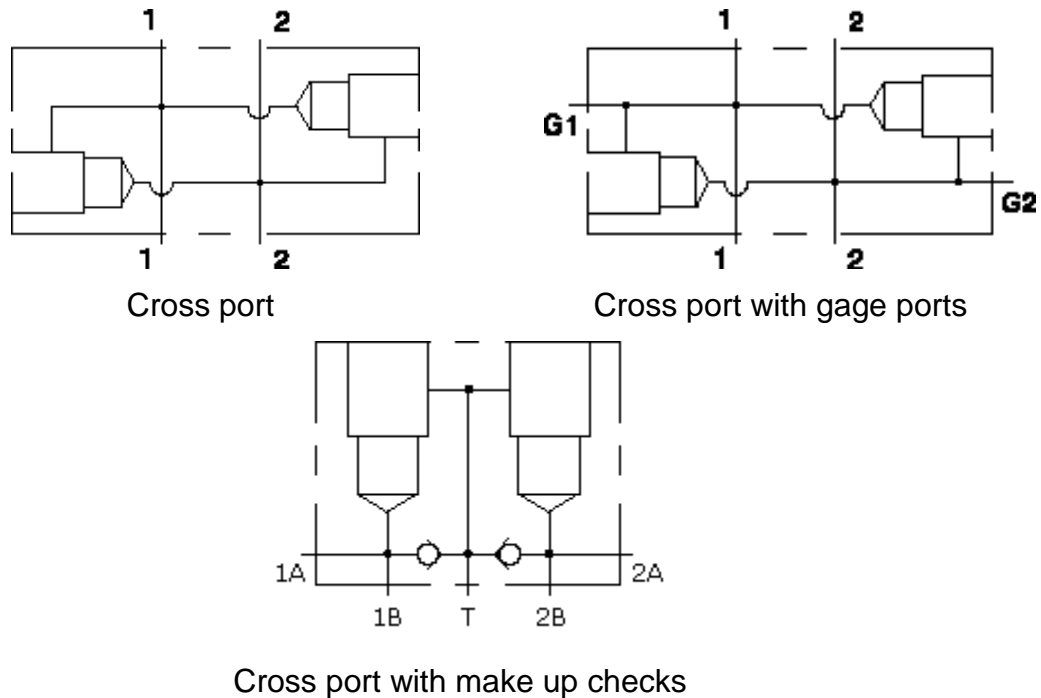


A la presión del sistema para realizar las pruebas se definió como 1000 psi, por lo tanto el rango de ajuste según la tabla es **B**, que es de 300 a 1500 Psi. El material, acero Buna N.

De acuerdo a lo anterior el tipo de válvula requerida es la **RDLA-LBN**.

5.4.5 Selección del manifold hidráulico.

En la figura 72 se muestran manifolds compatibles para el cartucho seleccionado existen varios manifolds disponibles de este mismo fabricante y que permiten formar un solo conjunto ensamblado con las dos válvulas.



Fuente: www.sunhydraulics.com
Figura 72. Manifolds compatibles

El manifold de puerto cruzado nos permite aliviar presión en ambas direcciones de descarga de la bomba conectando mangueras en 1 y 2, además cuenta con la facilidad para montarle manómetros en los puestos G1 Y G2. Por tal razón se elige este manifold.

Las diferentes dimensiones de las cavidades del cuerpo se muestran a continuación en la tabla 9. En la industria me maquinaria pesada en donde se utilizan este tipo de bombas es frecuente estas válvulas con puertos de 1” por lo tanto el tipo de manifold seleccionado es el **YCE**.

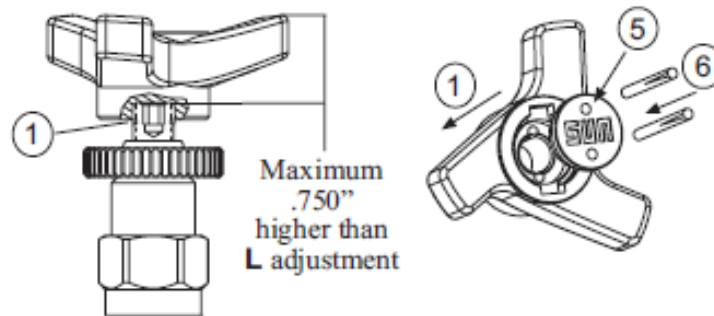
La manufacturera nos ofrece el paquete ya ensamblado, para esto debemos hacer la orden de compra solicitando el producto **RDLA-LBN- YCE/S**. Ésta ultima letra (S) indica que el materia del manifold es acero que permite una presión máxima de 5000 Psi.

Para controlar la presión de taraje de los cartuchos nos ofrecen varios kits, para este caso en particular se elige el que se muestra en la figura 73.

Tabla 9. Selección diámetro de manifold

Port Size	T-3A
<input type="radio"/> 1/4" NPTF	VDA
<input type="radio"/> 3/8" NPTF	VDB
<input type="radio"/> 1/2" NPTF	VDC
<input type="radio"/> 1/2" NPTF	YBZ
<input type="radio"/> 3/4" NPTF	YCD
<input type="radio"/> 1" NPTF	YCE
<input type="radio"/> SAE 6	VDI
<input type="radio"/> SAE 8	VDJ
<input type="radio"/> SAE 10	VDK
<input type="radio"/> SAE 12	YCL
<input type="radio"/> SAE 16	YCM
<input type="radio"/> 1/4" BSPP	VDT
<input type="radio"/> 3/8" BSPP	VDU
<input type="radio"/> 1/2" BSPP	VDV
<input type="radio"/> 3/4" BSPP	YBW
<input type="radio"/> 3/4" BSPP	YCW
<input type="radio"/> 1" BSPP	YCX
<input type="radio"/> 1" Code 61	YCP
<input type="radio"/> 1" Code 62	YC4
<input type="radio"/> 1" Code 62	YC4/M
<input type="radio"/> 1 1/4" Code 61	YCQ
<input type="radio"/> 1 1/4" Code 61	YCQ/M
<input type="radio"/> 1 1/4" Code 62	YC5
<input type="radio"/> 1 1/4" Code 62	YC5/M

Note: only valid option selections are allowed.



Fuente www.sunhydraulics.com
Figura 73. Perilla de control de la válvula



Fuente: los autores
Figura 74. Manifold de simulación de carga

5.5 SELECCIÓN DE ACCESORIOS HIDRÁULICOS Y TRANSDUCTORES

De acuerdo con lo planteado en las condiciones de operación del sistema hidráulico se decide utilizar accesorios hidráulicos e instrumentación para el monitoreo que cumpla con los siguientes factores:

- rangos máximos de trabajo
- disponibilidad

5.5.1 ACCESORIOS HIDRAULICOS

Se han determinado los rangos máximos de trabajo anteriormente de acuerdo a las condiciones funcionales de la bomba y a la capacidad de la fuente motriz. Para la selección de los accesorios hidráulicos se han tenido en cuenta estos valores tomando como rangos máximos 1000PSI y 35GPM y a 1800 RPM ver tabla 10.

Tabla 10. Accesorios hidráulicos

CANTIDAD	DESCRIPCION	CAPACIDAD
2	MANGUERA R12 Ø 1" DE 1mt	4000 PSI
2	SAE CODE 61 90° 1 X 1 $\frac{3}{4}$ "	4000 PSI
2	RACOR HEMBRA 90° SAE 100 R9 PR 1 X 1 $\frac{3}{4}$ "	4000 PSI
4	ADAPTADOR MACHO RECTOS SAE 100 R9 1" NPT	4000 PSI
2	T SAE 100 R9 1" NPT	4000 PSI
2	BUSHING 1" -3/8"	4000 PSI
2	BUSHING 3/8" -1/4"	4000 PSI
1	MANGUERA R1 Ø 1" DE 1.5 mt	1000 PSI
1	ADAPTADOR 1 $\frac{5}{16}$ "-1" SAE 100 R1	1000 PSI
1	RACOR HEMBRA 90° SAE 100 R1 PR 1" X 1 $\frac{5}{16}$ "	1000 PSI
5	RACOR RECTO HEMBRA SAE 100 R1 PR 1" X 1 $\frac{5}{16}$ "	1000 PSI

1	FILTRO HIDRAULICO BALWIN BT 839-10	15 GAL
2	ADAPTADOR RECTO SAE 100 R1 PR	1000 PSI
1	NIPLE 1" ACERO AL CARBONO 10 CM	1000 PSI
2	VALVULA DE BOLA 1"	500 PSI
1	ADAPTADOR 1 $\frac{1}{16}$ "-1" SAE 100 R1	1000 PSI
1	BUSHING 1" - $\frac{1}{2}$ "	1000 PSI
2	UNION HEMBRA-MACHO 1" NPT	1000 PSI
2	NIPLES ACERO INOXIDABLE	1000 PSI
2	UNION ACERO INOXIDABLE $\frac{1}{2}$ "	1000 PSI
1	BUSHING 1 $\frac{1}{16}$ " - $\frac{3}{8}$ " R9	4000 PSI
1	TAPON $\frac{3}{8}$ " R9	4000 PSI
1	ADAPTADOR $\frac{7}{16}$ " - $\frac{1}{4}$ " NPT	4000 PSI
1	RACOR RAPIDO $\frac{1}{4}$ "	4000 PSI
1	MANOMETRO GLICERINA	0-500 PSI
2	MANOMETRO GLICERINA	0-3000PSI



Fuente: los autores

Figura 75. Accesorios hidráulicos

5.5.2 Transductores

Flujómetro

Para la medida del flujo de drenaje de la bomba se cuenta con un Flujómetro marca **FLOWMETRICS** de la serie FM como se muestra en la figura 76, este Flujómetro es de tipo turbina recomendado para aplicaciones hidráulicas, El Flujómetro de turbina serie FM proporcionan salidas digitales muy confiables. El Flujómetro de turbina tiene un tiempo de respuesta rápida debido a que el rotor tiene baja inercia y esto es adecuado para medir las fluctuaciones de flujo.



Fuente. Los autores
Figura 76. Flujómetro

Transductor de presión

Para el espectro de presión se cuenta con un sensor marca SENSOTEC modelo LM de referencia BP211 mostrado en la figura 77, es una alternativa de bajo costo con un buen rendimiento para aplicaciones de altos volúmenes. Esta constituida de acero inoxidable soldado para una mayor durabilidad. Tanto en gas y las sobrecargas de líquidos a presión de hasta un 50% más de capacidad son con seguridad aceptadas.



PERFORMANCE	
Pressure Ranges.....	1 to 10,000 psig
Accuracy (min.).....	±0.5% F.S.
Output.....	≤ 5 psi...5mV/V (nom) 15-100psi...10mV/V (nom) ≥ 150 psi...2mV/V (nom)
Resolution.....	Infinite

Fuente: www.sensotec.com
Figura 77. Transductor de presión

Acelerómetro

Para que la captación de la señal de vibración sea confiable, es necesario tener en cuenta los siguientes factores:

Elegir adecuadamente el punto y dirección de captación, según el interés de ensayo.

Fijar correctamente el sensor. No perturbar apreciablemente el sistema vibratorio, por ejemplo por efecto de la presión de contacto o por la masa del captador.

Elegir adecuadamente las características del sensor, como son: la sensibilidad o factor de conversión de la magnitud vibratoria en magnitud eléctrica, el rango de frecuencia y masa del sensor.

Con las revoluciones de 1800 rpm se obtiene una frecuencia de 30 HZ y con los nueve pistones de la bomba se obtiene la frecuencia fundamental de la bomba de 270 HZ y se desea observar hasta el 13 armónico se obtiene la frecuencia mas alta de interés 3510 HZ, de acuerdo con el teorema de Shannon que para una verdadera imagen del espectro que se presentara en el dominio de la frecuencia, la toma de muestras debe ser superior a dos

veces la frecuencia más alta de interés. En la práctica, es habitual para establecer una frecuencia de muestreo igual.

$$f_s = 2.56 f_{max}$$

Ecuación 5.8

Frecuencia más alta de interés = 3510 HZ

Numero de muestras= 1024

Frecuencia de muestreo, $F_s=2.56F_{max}=8985$. HZ

De acuerdo a los factores anteriores y frecuencia de muestreo de 10 KHZ, se selecciona el sensor de marca **BRUEL & KJAER referencia 4513** ver figura 78, con las siguientes características:

- Sellado hermético
- Alta resolución
- Bajo nivel de ruido
- Baja impedancia de salida

Dynamic Characteristics				
Voltage Sensitivity (@ 160 Hz)	mV/ms ⁻² (mV/g)	1 +12/-8% (10 ±10%)	10 +12/-8% (100 ±10%)	50 +12/-8% (500 ±10%)
Measuring Range (±pk)	ms ⁻² (g)	4900 (500)	490 (50)	98 (10)
Frequency Response		See typical amplitude response		
Mounted Resonance Frequency	kHz	32		
Amplitude Response ±10% (typical) ^a	Hz	1 to 10000		
Residual Noise	mg	0.8	0.2	0.1
Transverse Sensitivity	%	<5		



Fuente: www.bksv.com/

Figura 78. Acelerómetro BRUEL & KJAER 4513

5.6 HARDWARE Y CONEXIONES DE SENSORES

Se dispone de una tarjeta de adquisición de datos NI USB-6216 es de la serie M ver figura 79 multifuncional DAQ para USB, 16Bit, 400KS/s, 16 entradas análogos. Ver datasheet anexo B.

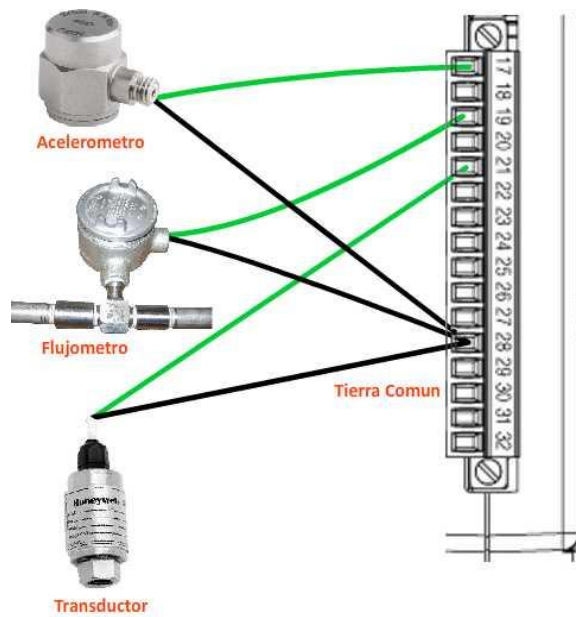
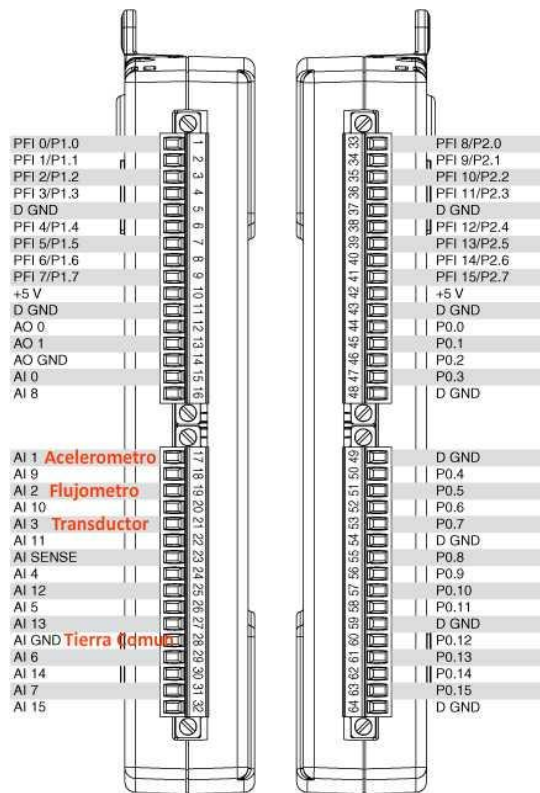
NI USB se ha convertido en gran elección para aplicaciones de medición y automatización. Dispositivos NI de la serie M para USB ofrecen un alto desempeño de adquisición de datos en un formato fácil de usar y además portátil a través de puertos USB en computadores portátiles y otras plataformas de computación.

El orden en el cual se conectan los terminales de los sensores a las bases de los terminales de la tarjeta se define previamente y se deberá conectar siempre con el mismo orden, la razón es que en base a este orden de conexión se diseña el VI en la figura 80, se ve conexión de sensores en sus respectivos terminales.



Fuente: www.ni.com

Figura 79. Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6216



Fuente: los autores
Figura 80. Conexión de sensores en sus respectivos terminales

5.7 IMPLEMENTACIÓN DEL SOFTWARE LABVIEW DE MONITOREO PARA EL VI.

El software LabVIEW es una herramienta orientada a aplicaciones de medición y control de instrumentación, cada programa realizado es llamado Instrumentación virtual (VI) y cada VI se encuentra constituido por un Diagrama de bloques y un panel frontal.

El diagrama de bloques contiene el código de programación en lenguaje gráfico (Lenguaje G) y el panel frontal que es la interfaz entre el usuario y el banco y/o sistema, en ella se encuentran los controles y variables asociadas a cada entrada y/o salida.

Para el diseño del panel frontal se realizó una distribución del espacio por campos, de tal forma que se muestren los aspectos importantes que se requieren generalmente en todas las pruebas.

A continuación se dará una descripción breve de cada uno de los aspectos mencionados anteriormente:

1. Título, como su nombre lo indica, es el título de la prueba asociada al VI.
2. Debido a que cada prueba requiere una configuración de hardware definido, es necesario abrir el archivo de configuración, de extensión .iak, para tener la certeza de visualizar (o controlar) los puntos de medida (o acción) definidos.
3. Hace parte esencial de la prueba, guardar todos los datos para un posterior análisis, estos datos serán guardados con el nombre, la extensión y ubicación elegida por el usuario.

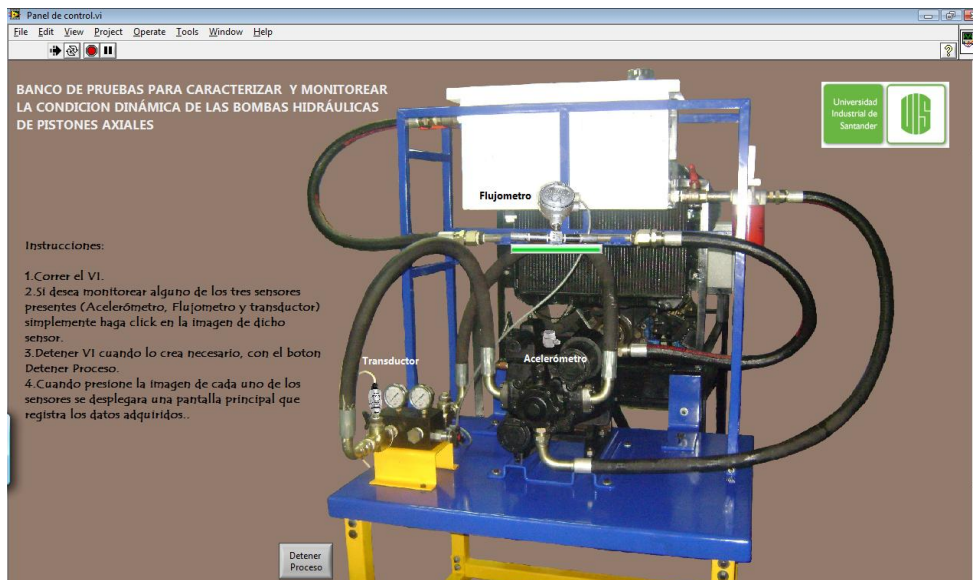
4. Son los datos de entrada definidos según el objetivo de la práctica a desarrollar en el banco, generalmente el dato básico en todas las VI es el tiempo de muestra.
5. En este espacio se inserta un grafico cuyo fin es mostrar el histórico de los datos en función del tiempo.

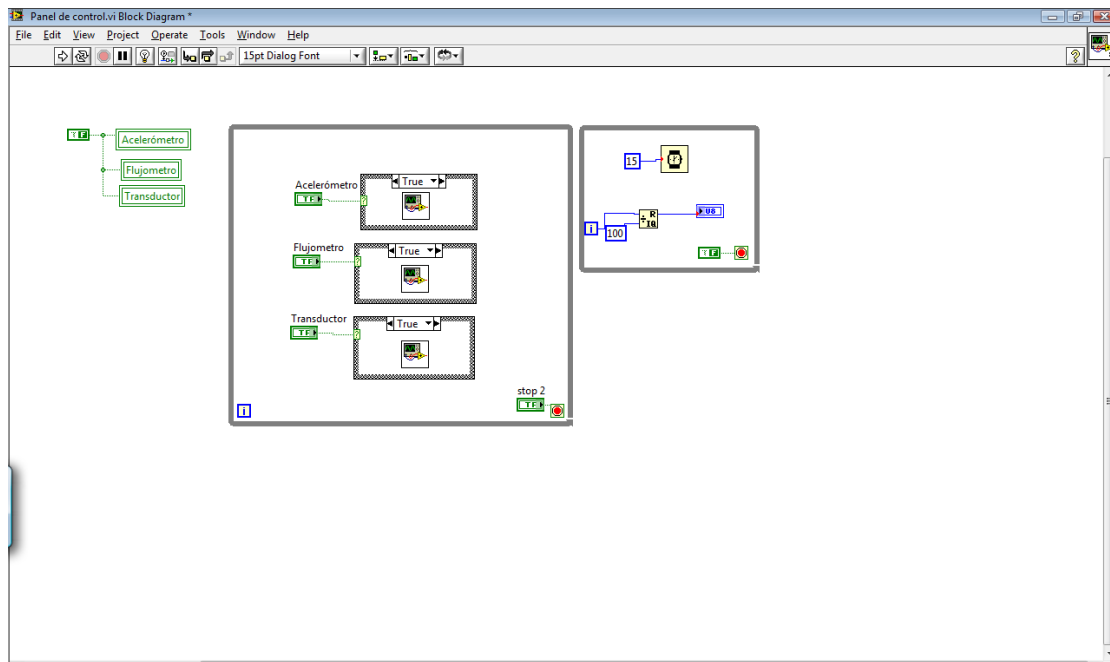
5.7.1 Descripción de las VI del banco

En base a la distribución del espacio en campos del panel frontal representados anteriormente, hay campos de interacción entre el usuario y panel frontal.

Diseño del panel frontal

En la figura 81 se presenta la VI diseñada para el monitoreo de las variables del banco con su respectivo diagrama de bloques.





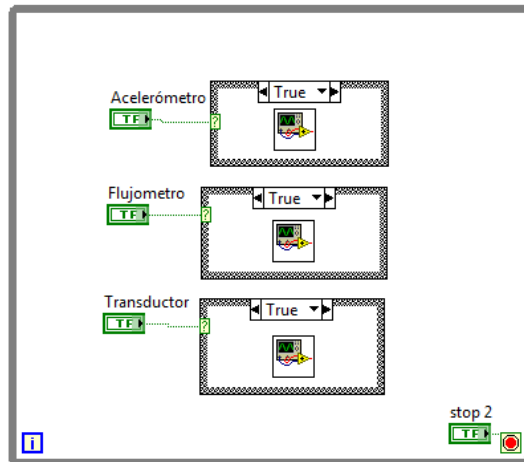
Fuente: los autores
Figura 81. Panel frontal del banco

Si se desea monitorear alguno de las tres variables presentes (Acelerómetro, Flujómetro y transductor de presión) simplemente se hace click en la imagen de dicho sensor. Después de presionar la imagen de cada uno de los sensores se desplegara una pantalla principal que registra los datos adquiridos para dicha variable.

Descripción del diagrama de bloque para el panel frontal

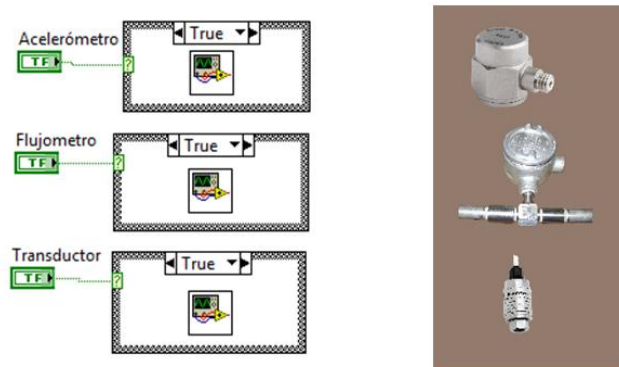
En la figura 82 Se presenta el diagrama de bloques. Para esta primera parte de la programación se utilizaron dos funciones que proporciona Labview, el while loop y case structure.

El uso del while loop es para proporcionar un número de iteraciones infinitas del programa en general y permitir así una lectura cíclica de lo que está por dentro del while.



Fuente: los autores
Figura 82. Diagrama de bloques panel frontal

Cada case structure contiene un VI previamente programado para la adquisición de datos de cada sensor establecido en el banco de pruebas como lo muestra la figura 83, el cual es activado presionando los botones personalizados por los autores en Labview.



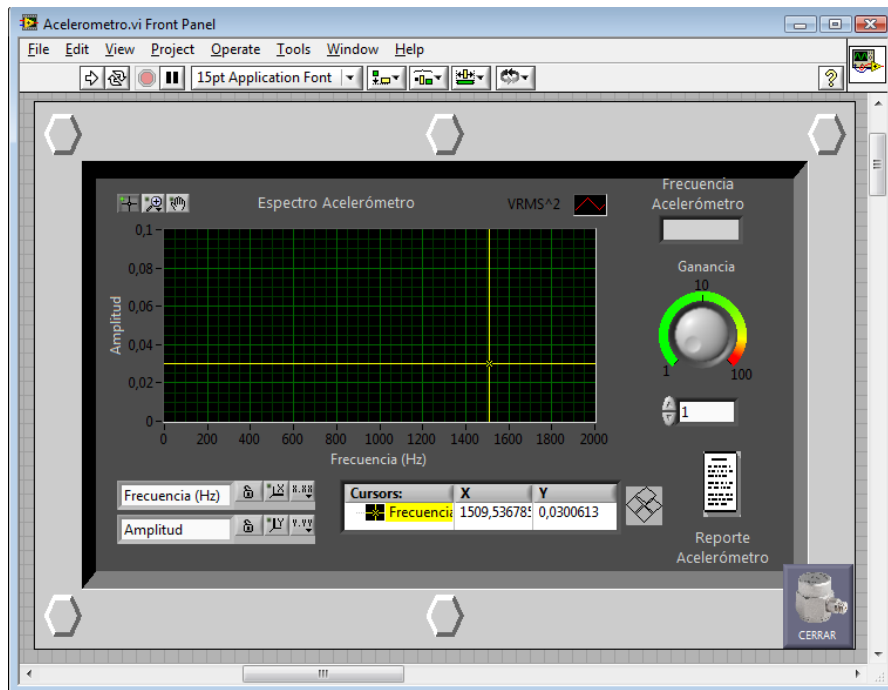
Fuente: los autores
Figura 83. Case structure para cada sensor

Dentro de cada VI ubicado en el case existe un diagrama de bloques y panel frontal de la adquisición y análisis de datos de los distintos sensores.

- **Panel frontal monitoreo acelerómetro**

En la figura 84 se presenta VI diseñado para la variable de las vibraciones mecánicas Este panel cuenta con un visualizador del espectro de la señal adquirida del acelerómetro, a su vez contiene unos cursores que permiten la medición de la frecuencia y da la amplitud del espectro. También cuenta con una perilla que ajusta la ganancia del espectro simulando la función que hace un analizador de espectro o un osciloscopio.

Dentro de un display presente en el panel podemos ver el valor numérico de la frecuencia de la señal analizada. Como también presionando un botón podemos generar un informe en Word de los datos adquiridos y analizados en Labview.

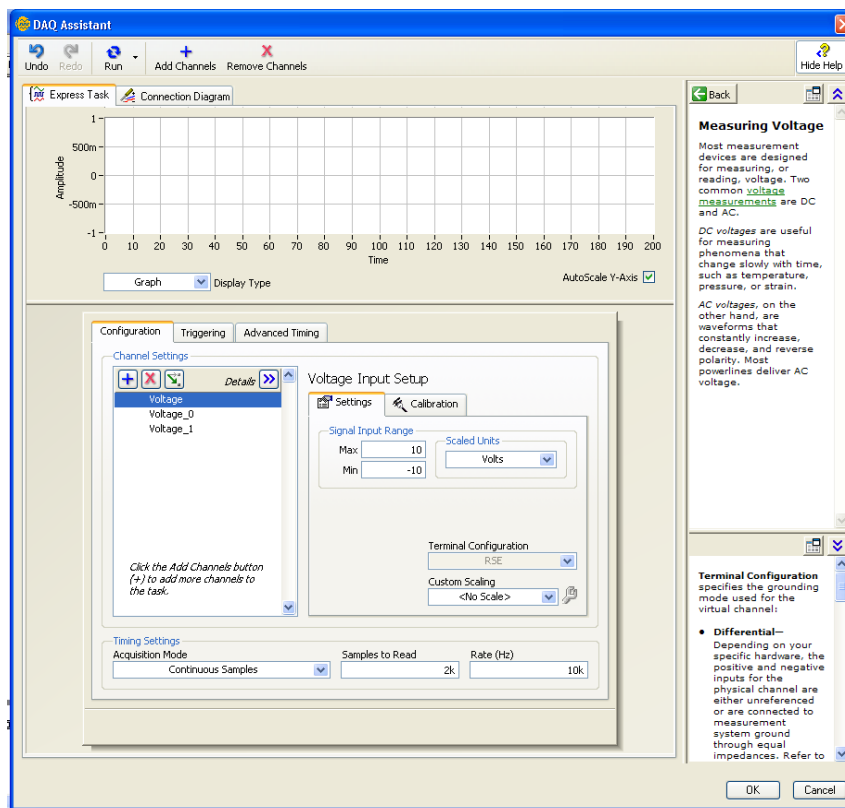


Fuente: los autores
Figura 84. Panel frontal para Acelerómetro

- **Diagrama de bloques para el acelerómetro**

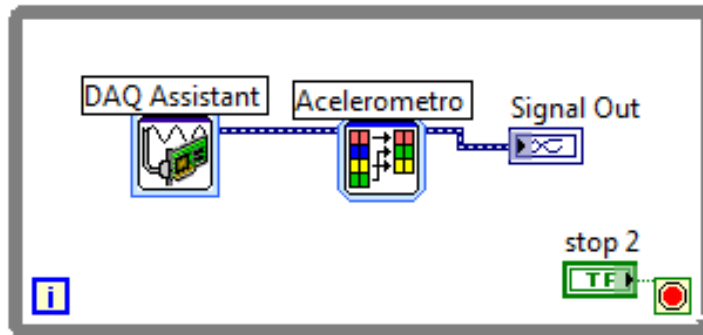
El diagrama de bloques esta dividido en dos estructuras, el while loop y el stacked sequence structure, este ultimo tiene como función la ejecución de cada proceso siguiendo una secuencia o estados ordenados.

El primer while loop contiene la opción DAQ Assistant que permite la comunicación de LabVIEW con la tarjeta de adquisición de datos, donde se puede establecer los canales de entrada, el rango de la señal de entrada, la frecuencia de muestreo y el número de muestras para la conversión análogo/digital, como lo muestra la figura 85.



Fuente: los autores
Figura 85. DAQ Assitant

A continuación en la figura 86 se presenta un bloque que permite seleccionar el canal de la señal que se quiere analizar, en este caso se selecciona la señal 0 la cual corresponde a la adquisición de los datos del acelerómetro y los visualiza en un Graph indicators, presente en el panel frontal de LabVIEW.



Fuente: los autores

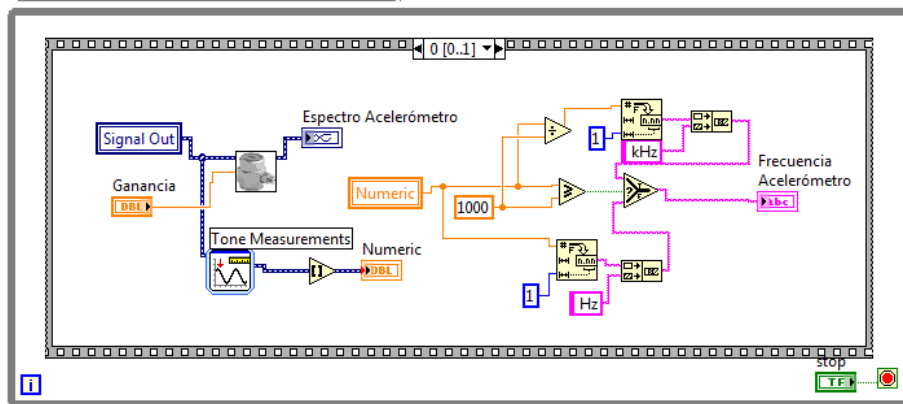
Figura 86. Bloque de selección de canal de la señal del acelerómetro

El segundo while loop contiene un stacked sequence structure, el cual esta dividido en dos secuencias.

Secuencia 0

Para esta parte del programa se desarrolla un sub VI que incorpora el análisis de la adquisición realizando promedios y otro tipo de procesos, para que los datos permitieran el manejo adecuado a la hora de presentarlos en pantalla, Ver figura 87.

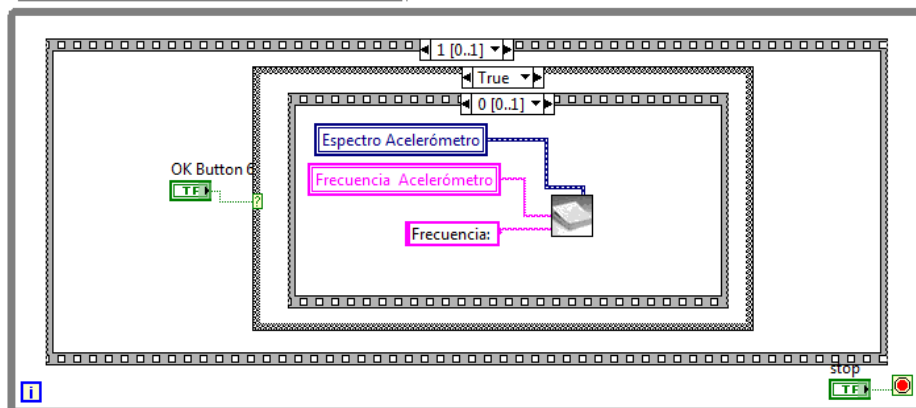
En la parte de visualización de frecuencia se desarrolla un algoritmo que permite ver las unidades ya fuera en HZ o en KHZ.



Fuente: los autores
Figura 87. Diagrama de bloques acelerómetro

Secuencia 1

En la figura 88. Se puede observar el algoritmo que genera reporte en Word, para lo cual también se creó un Sub VI. En este espacio se conectan las variables que quiero que aparezcan en el reporte con sus respectivas graficas.

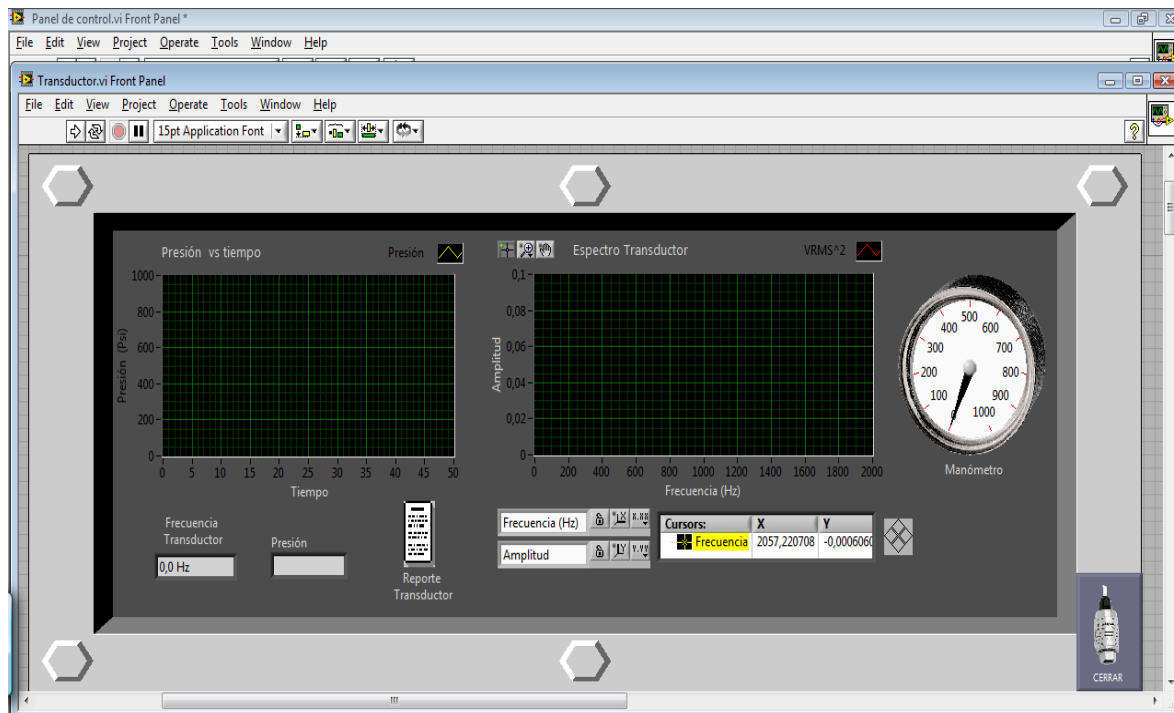


Fuente: los autores
Figura 88. Diagrama de bloques para generar reporte en Word

- **Panel frontal monitoreo transductor de presión**

En la figura 89 se presenta VI diseñado para el transductor de presión Este panel cuenta con visualizador del espectro y la variación de la presión en el tiempo de la señal adquirida del transductor de presión, a su vez contiene unos cursores que permiten la medición de la frecuencia y da la amplitud del espectro. También cuenta con una perilla que ajusta la ganancia del espectro simulando la función que hace un analizador de espectro o un osciloscopio y una perilla para la visualización de la presión (manómetro).

Dentro de un display presente en el panel podemos ver el valor numérico de la frecuencia de la señal analizada y la presión del sistema. Como también presionando un botón podemos generar un informe en Word de los datos adquiridos y analizados en Labview.



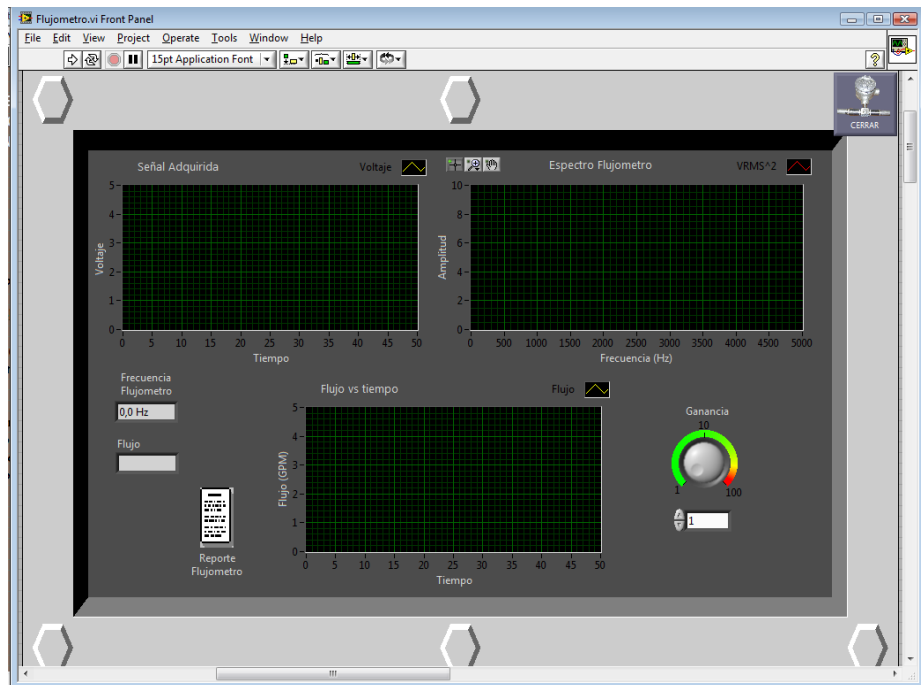
Fuente: los autores

Figura 89. Panel frontal para el transductor de presión

- **Panel frontal monitoreo Flujómetro**

En la figura 90 se presenta VI diseñado para el Flujómetro. Este panel cuenta con visualizador del espectro, la variación del voltaje en el tiempo de la señal adquirida y la variación del flujo en el tiempo del sistema,. También cuenta con una perilla que ajusta la ganancia del espectro simulando la función que hace un analizador de espectro o un osciloscopio y una perilla para la visualización de la presión (manómetro).

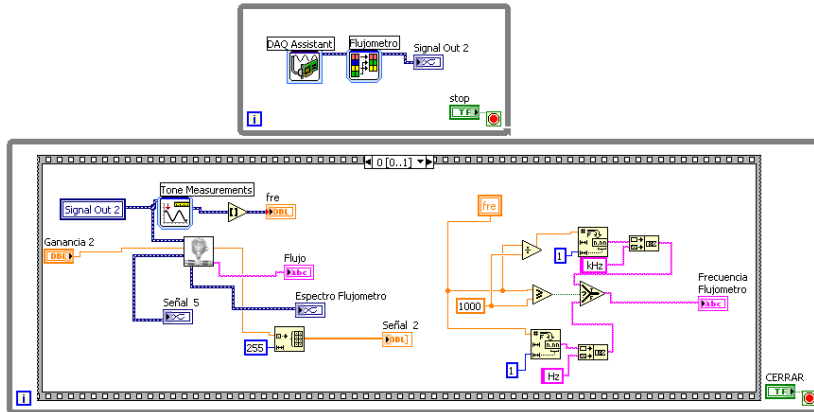
Dentro de un display presente en el panel podemos ver el valor numérico de la frecuencia de la señal analizada y el flujo de drenaje del sistema, también el usuario puede ingresar las rpm del sistema. Como también presionando un botón podemos generar un informe en Word de los datos adquiridos y analizados en Labview.



Fuente: los autores
Figura 90. Panel frontal para el Flujómetro

Diagrama de bloques para el acelerómetro

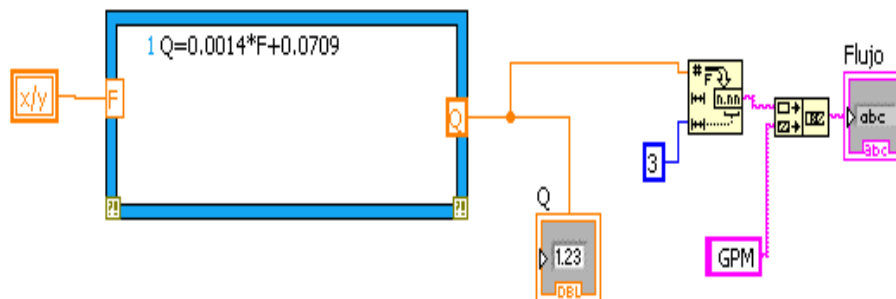
El desarrollo del diagrama de bloques se desarrolla de la misma secuencia del acelerómetro como se muestra en la figura 91, la frecuencia de muestreo y el número de muestras es 10KHZ y muestras a 500.



Fuente los autores

Figura 91. Diagrama de bloques

En el subVI del Flujómetro se encuentra la ecuación que describe su funcionamiento ver figura 92, esta se halló con la caracterización previa del instrumento. ver anexo A .



Fuente: los autores

Figura 92. Diagrama de bloque SubVI para la conversión de frecuencia a flujo

6. CONSTRUCCION Y MONTAJE

6.1 CONSTRUCCIÓN

Con el diseño ya establecido y corroborado se procede entonces al proceso de construcción, en este proceso se construyen los elementos para su posterior ensamble. El objetivo principal es que dichos elementos sean elaborados en lo posible mediante el uso de las herramientas disponibles en taller de metalmecánica de escuela de ingeniería mecánica.

Para realizar operaciones básicas de torneado, fresado y taladrado se utilizaron las maquinas herramientas con que cuenta el taller. En las figuras a continuación se muestran las maquinas.



Fuente: los autores
Figura 93. Torno PONAR WROCKAW



Fuente: los autores
Figura 94. Taladro de árbol WMW HECKERT



Fuente: los autores
Figura 95. Fresadora WMW HECKERT

Operaciones de corte se realizaron con las seguetas manual y mecánica del taller y para aplicar soldadura se utilizo el equipo de soldadura eléctrica por arco. Los plegados de láminas se realizaron en Corpliegues S.A y pintura electrostática en Electropinturas.

Las operaciones de mecanizado que requerían de mayor precisión se realizaron en el centro de mecanizado del laboratorio de FMS.



Fuente: los autores

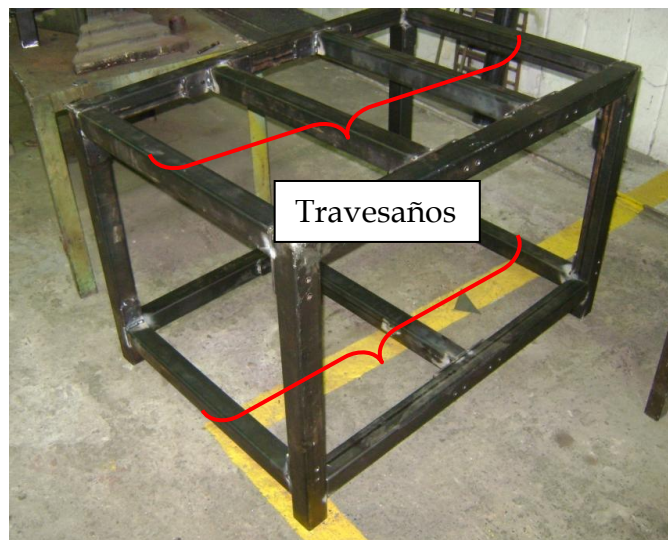
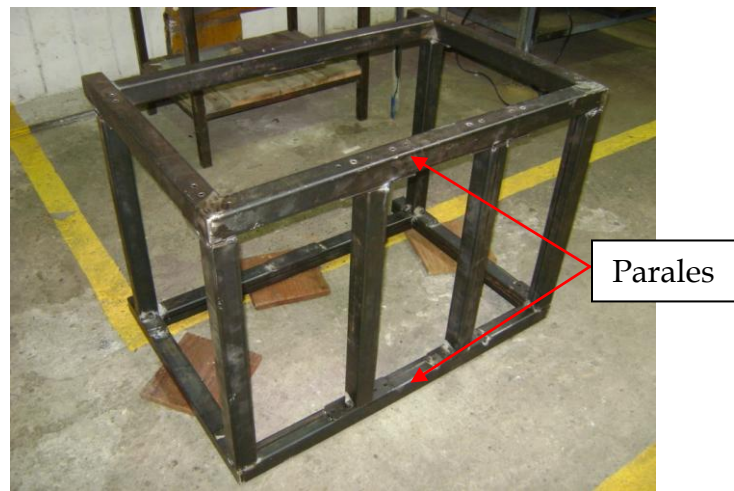
Figura 96. Centro de mecanizado LEADWELL V-20

6.1.1 Estructura principal

La estructura principal del banco es desarmable, pero lo suficientemente rígida para soportar el peso total de los componentes que sobre esta se apoyan, por tal razón se utilizó perfil cuadrado de 2"X2" calibre 12 (espesor de 3mm). Consta de dos paraleles, uno frontal y otro posterior, al cual van unidos mediante tornillos de 3/8", 6 travesaños de igual longitud. Los

travesaños llevan soldados a sus dos extremos platinas que son el elemento que permite la sujeción de los mismos a los parales.

Para garantizar la rectitud de los vértices de la estructura (90°) se puntearon con soldadura todos los componentes para armar el conjunto, luego de esto se perforaron todos los agujeros de la estructura para posteriormente soltarla y armarla con los tornillos.



Fuente: los autores
Figura 97. Estructura principal

Sistema de nivelación, estabilidad y transporte

En el diseño del banco se tuvieron en cuenta dos características, que tuviera capacidad para poder transportarlo de un lugar a otro, pero también un sistema que le brindara estabilidad cuando estuviera en funcionamiento. Para cumplir con el requerimiento de fácil transporte se instalaron 4 ruedas en la estructura, cada una de estas en los vértices como se muestra en la figura.



Fuente: los autores

Figura 98. Sistema de nivelación y transporte

Pies niveladores

Para brindarle estabilidad a la estructura se incluyeron 4 pies niveladores. En un principio se pensó en adquirir unos del mercado nacional, pero debido a que estos son escasos para esta magnitud de carga, se optó por reacondicionar unos de segunda mano pertenecientes a una maquina fresadora. Estos pies niveladores poseen un tornillo de $\frac{3}{4}$ " que le permiten a

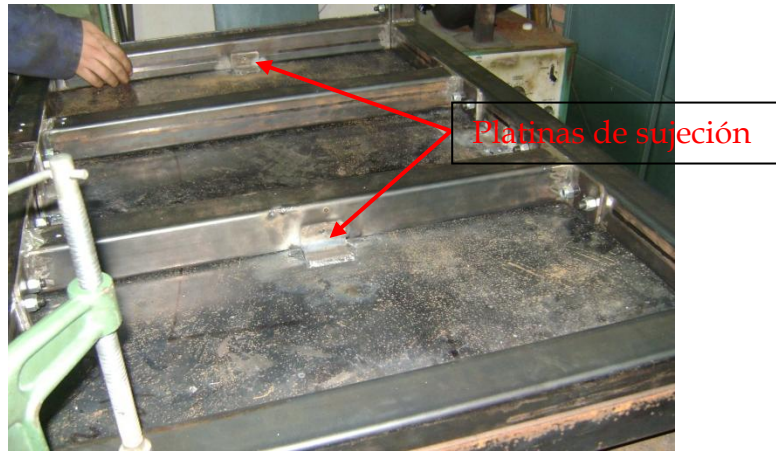
la estructura múltiples niveles de altura. Otra característica de vital importancia para esta aplicación en particular es la capacidad que tienen los pies niveladores de absorber parte de la vibración transmitida por el conjunto motor bomba al banco ya que se harán mediciones de los niveles de vibración. Estos elementos solamente cumplen la función de soporte del banco cuando está en funcionamiento, en el caso contrario los hará sobre las ruedas. La soldadura empleada para soldar las platinas roscadas a la estructura fue E 7018.



Fuente: los autores
Figura 99. Pies niveladores

Plataforma de trabajo

La plataforma de trabajo se construyó en lamina HR de espesor 3/16” plegada en la parte frontal y laterales, este espesor es suficiente para el peso que soporta. Esta unida a la estructura mediante tramos cortos de ángulos de 1”X1” y tornillos de 3/4” como se muestra en la figura.



Fuente: los autores

Figura 100. Plataforma de trabajo

6.1.2 Sistema de anclaje

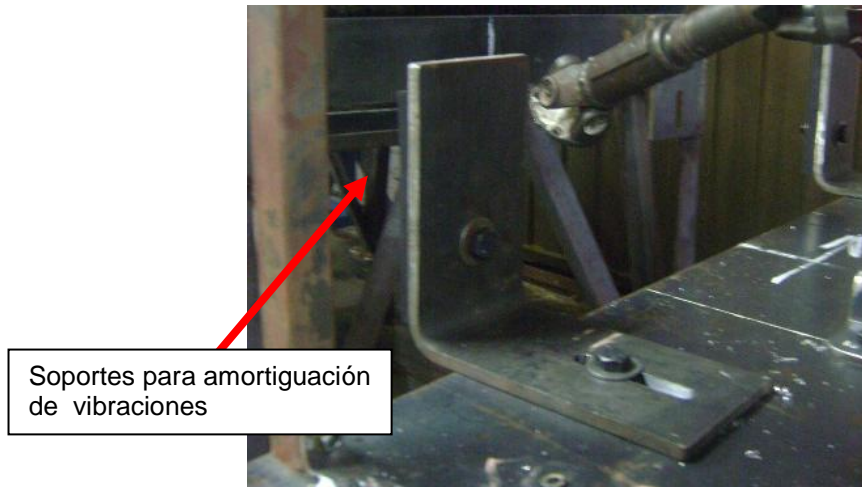
Como se había mencionado anteriormente en el capítulo de diseño, el sistema motriz del banco está comprendido por un motor diesel que está montado sobre una estructura móvil (posee ruedas para transporte). Para anclar el banco a esta estructura se construyeron platinas en L de 3/8" de acero 1020 con correderas que permiten variar la altura del banco. Las correderas de las platinas se elaboraron en el laboratorio FMS de la escuela de ingeniería mecánica con el centro de mecanizado. Primeramente se estableció el cero de la pieza y con broca de 1/2" se taladró la pieza para luego proceder con escariador del mismo diámetro a realizar la corredera de 7cm de longitud.



Fuente los autores

Figura 101. Mecanizado de platinas de anclaje

En la siguiente figura se muestra el montaje de la platina al banco, mediante tornillos se ajusta a la plataforma. Para unir los dos bancos se incluyeron soportes de caucho vulcanizado que permiten amortiguar vibraciones.



Fuente: los autores

Figura 102. Montaje de platinas de anclaje

6.1.3 Soporte de bomba

Luego de diseñado y simulado mediante Ansys se procedió a construir el soporte de la bomba. Este elemento es crítico dentro del sistema debido a que la deformación presente debe ser lo más mínima posible ya que pueden transmitirse vibraciones al banco, además debe tener imposibilidad de volcadura cuando la bomba este anclada. El soporte se construyó en platinas robustas de $\frac{3}{4}$ " y 1" las cuales fueron maquinadas y soldadas con soldadura E 7018. La figura 103 muestra la bomba instalada en el soporte mediante tornillos de $\frac{5}{8}$ " grado 8, en donde se garantiza la no volcadura de la bomba.



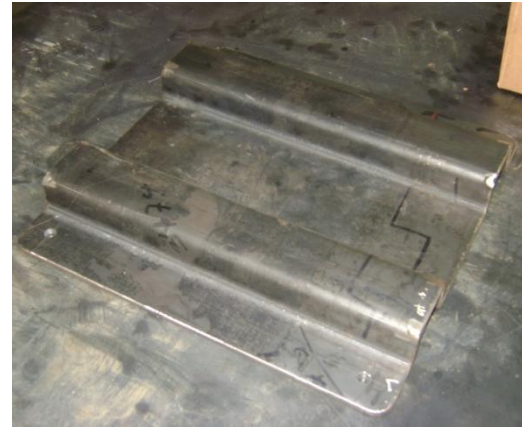
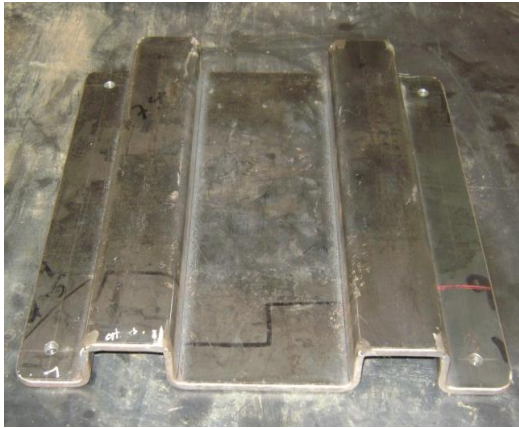
Fuente: los autores

Figura 103. Soporte de la bomba

6.1.4 Sistema de guiado de la bomba

El conjunto bomba-soporte va anclado al banco mediante un soporte que cumple la función a su vez de guía de la bomba. Este elemento le permite a la bomba desplazarse en la dirección axial a su eje.

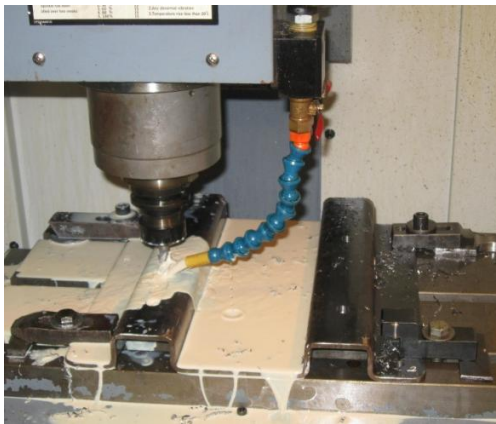
Este sistema de guiado está fabricado en lamina HR de $\frac{1}{4}$ ", la cual fue plegada para obtener la forma requerida como lo muestra la figura 104.



fuente: los autores

Figura 104. Sistema de guiado de la bomba

Para realizar la labor de guía se realizaron 4 ranuras sobre la parte mas alta del soporte que cumplen la función de correderas. Por razones de precisión las ranuras se realizaron en el centro de mecanizado con broca y escariador de 5/8”.



Fuente: los autores

Figura 105. Elaboración de guías del sistema de guiado



Fuente: los autores

Figura 106. Acabado final del sistema de guiado de la bomba

6.1.5 Soporte de valvula de simulacion de carga

Para que el manifold de simulacion de carga estuviera sujeto a la plataforma de trabajo se fabricó un soporte en lamina de 3/16" plegado, el cual permite que la valvula este fija y haga parte de la estructuta principal.



Fuente: los autores

Figura 107. Soporte de manifold hidráulico

6.1.6 Estructura superior (tanque)

Esta estructura cumple básicamente la función de soporte del tanque de aceite y se contruyó con perfil cuadrado de 1" calibre 18. Este soporte se une a la estructura principal por medio de tornillos de ¼".



Fuente: los autores

Figura 108. Estructura para soportar tanque hidráulico

6.1.7 Tanque hidráulico

Construido en lámina calibre 18 para almacenar en aceite hidráulico, tiene una capacidad de 15 galones e internamente posee dos baffles que permiten que el fluido de retorno tenga un mayor tiempo de residencia, permitiendo que el aceite sea succionado por la bomba a una temperatura menor de la que retornó. Posee un indicador de nivel y temperatura de aceite.



Fuente: los autores
Figura109. Tanque hidráulico

6.2 MONTAJE DE COMPONENTES

Una de las buenas características del banco es que es desarmable en un gran porcentaje, lo que permite su fácil transporte y movilidad.



Fuente: los autores
Figura 110. Banco desarmado

El proceso de armado del banco es simple y requiere de herramientas convencionales como llaves mixtas y copas de 3/8", 5/16" y 3/4", rache con

cuadrante de 1/2", llave allen de 3/8", llave expansiva y llave para tubo. El tiempo aproximado que tomó el armado completo fue de 3 horas, esto con la mano de obra de dos personas sin experiencia y habilidad en el manejo de llaves. En las siguientes figuras se puede ver el conjunto ensamblado.



Fuente: los autores

Figura 111. Conjunto ensamblado

6.3 ACONDICIONAMIENTO DEL BANCO DE MOTOR DIESEL

Las condiciones iniciales del banco del motor diesel del laboratorio de maquinas térmicas alternativas primeramente impedían un fácil acoplamiento a la bomba, en segunda instancia la apariencia física el banco no era para nada agradable y además algunos componentes estaban averiados y fuera de servicio.

En la figura 112 se puede ver la condición inicial del banco de motor diesel, allí podemos observar que hay un cableado que representa un desorden visual.

Debido al sentido de giro de la bomba (anti horario mirando de frente el eje) el lugar para acoplarla a este debía ser por el lado del ventilador, lo que implicaba reubicar el radiador y el ventilador.



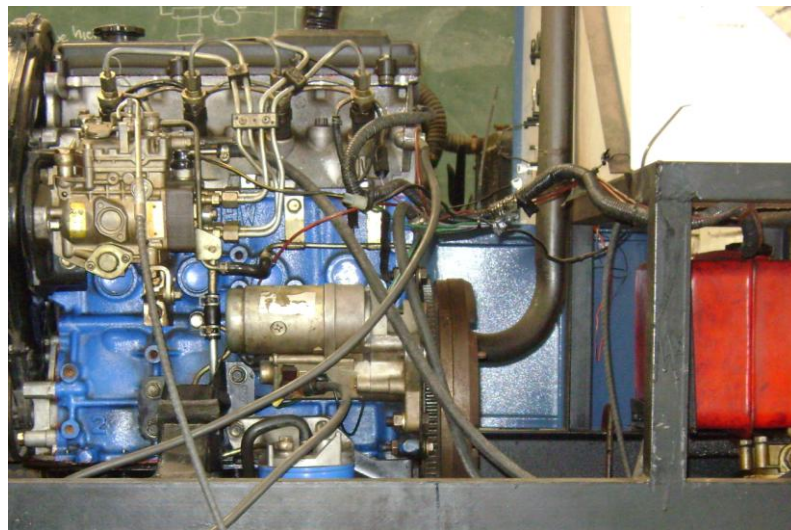
Fuente: los autores

Figura 112. Banco de motor diesel inicialmente

Por otra parte en el panel de control (figura 113) los indicadores de carga de la batería, presión de aceite, temperatura, y perilla guaya de control del acelerador estaban fuera de servicio.



Fuente los autores
Figura 113. Panel de control antiguo del motor



Fuente los autores
Figura 114. Cableado antiguo del motor

6.3.1 Proceso de adecuación del motor diesel

Reubicación del radiador

Primeramente se trabajó sobre las condiciones que impedían el fácil acoplamiento a la bomba, para ello fue necesario subir el radiador 13 cm, lo que implicó cambiar mangueras de transporte de agua y cambiar el ventilador por uno eléctrico que tuviera un flujo similar o igual al anterior.

La figura 115 permite ver la nueva ubicación del radiador, el cual quedó un poco más alto para permitir que la transmisión de la bomba, conformada por la junta cardán atravesara por debajo de este. También se observa el ventilador eléctrico implementado, que es accionado por la planta y el cambio de mangueras, ya que las que había además de ser muy cortas estaban en mal estado.



Fuente los autores

Figura 115. Reubicación del radiador del motor

Cambio de panel de control

Por otra parte, y primordial para las necesidades del proyecto, se diseñó un nuevo panel de control. Este nuevo panel se diseñó pensando en que fuera de menor tamaño, ya que el anterior era demasiado grande para la aplicación y además que todos los indicadores que cualquier motor debe tener estuvieran habilitados y en servicio (presión de aceite, carga de batería, temperatura, velocidad y acelerador).

A este panel de control nuevo se le agregaron un tacómetro digital y un switch para accionar el ventilador con los que no contaba en anterior, sumado a esto todos los indicadores se dejaron confiables y se implemento un sistema de acelerador por guaya mas practico y ligero, que permite estabilizar el motor a determinada velocidad de giro del cigüeñal requerida.



Fuente: los autores

Figura 116Panel de control diseñado

En la tabla 11.se relaciona cada uno de los elementos que componen el panel de control nuevo.

Tabla 11. Componentes del panel de control del motor

N°	Componente
1	Manómetro de presión de aceite
2	Indicador de carga de la batería
3	Indicador de temperatura del motor
4	Let de presión de aceite
5	Let de carga de batería
6	Switch para encender tacómetro
7	Tacómetro digital
8	Mecanismo de aceleración
9	Switch para encender ventilador
10	Pre calentador del motor
11	Switch de encendido del motor

Cableado

Todos los cables eléctricos de cada uno de los sensores fueron reemplazados y organizados de una forma que visualmente fuera agradable.



Fuente los autores
Figura 117. Cableado nuevo

El aspecto final del banco de motor diesel se muestra en la figura 118.



Fuente: los autores

Figura 118. Aspecto final del banco de motor diesel

6.4 PRESUPUESTO

Este banco de pruebas ha sido construido con materiales y elementos obtenidos del mercado local, nacional e internacional. Con varios de ellos ya se contaba (propiedad del director de este proyecto o de la escuela de ingeniería mecánica), pero cada uno es contabilizado en el presupuesto para evaluar económicamente el banco de pruebas. Los costos de mano obra de labores hechas en talleres locales y la mano de obra realizada por los autores del proyecto es tomada en cuenta para evaluar económicamente el banco de pruebas.

En la tabla 12 se muestran los presupuestos parciales por sistemas detalladamente para al final ser agrupados y resumidos en una sola tabla.

Tabla 12. Presupuesto

SISTEMA ESTRUCTURAL - MECÁNICO			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
2	Perfil acero estructural cuadrado 2"x2" calibre 14. Tramo de 6m	98000	196000
1	Perfil acero cuadrado 1"x1" Calibre 18. tramo de 6m	27000	27000
1	Platina acero 2"x3/16". Tramo 6m.	16000	16000
1	Lamina acero 3/16". Corte de 120mx80cm, con servicio de plegado	81500	81500
1	Lamina acero 1/8". Corte de 40x18cm, con servicio de plegado	9800	9800
1	Lamina acero de 1/4" . Corte de 50cmx65cm. Con servicio de plegado	28300	28300
2	Lamina acero de 3/8". Corte de 28x10cm, con servicio de plegado	17500	35000
1	Corte lamina A36 19x230x254mm	31250	31250
1	Corte lamina A36 25.4x230x267mm	48100	48100
1	Angulo de 1"x1"x1/8". Tramo de 2m	5000	5000
1	Lamina acero calibre 20.	26500	26500
2	Niple de acero de 1". Tramo de 10cm	4000	8000
1	Bushing de 1"a 3/4".	2500	2500
1	Tapon roscado de acero 3/4"	1700	1700
2	soporte antivibracion	17000	34000
4	Ruedas para trasporte 1 ton	18500	74000
4	Pies niveladores	47.000	188000
	Tornillería	50000	50000
Total estructura banco			862650
1	Junta cardánica	252000	252000
1	Acople flexible Rex omega E20	950000	950000
1	Motor diesel 2.2 litros	5000000	5000000
1	Flanche para adaptar cardan a motor	50000	50000
Total transmision de potencia y acoplamiento			6252000
TOTAL SISTEMA ESTRUCTURAL-MECANICO			7114650

ACONDICIONAMIENTO BANCO MOTOR DIESEL			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Perfil de acero 1 1/2"x1/8". Tramo 6m	32000	32000
1	Perfil de acero 1"x1/8". Tramo de 3m	10000	10000
1	Platina 1/2"x3/16". Tramo 2m	4000	4000
1	Caja metálica para conexiones eléctricas	65000	65000
4	Caucho vulcanizado 10x10x3cm	5000	20000
1	Manguera radiador 1 3/4'x'19"	27000	27000
1	Termocupla radiador	15000	15000
1	Motoventilador	50000	50000
1	Manómetro de presión de aceite	10000	10000
1	Tacómetro digital	150000	150000
1	Indicador de carga de la batería	7000	7000
1	Sistema de aceleración por guaya	10000	10000
1	Elementos eléctricos	20000	25000
TOTAL ACONDICIONAMIENTO BANCO DIESEL			425000

SISTEMA HIDRAULICO			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Bomba hidráulica Eaton 54	9000000	9000000
1	Manifold hidráulico cross over con válvulas de alivio	950000	950000
1	Filtro de aceite hidráulico succión 15GPM	100000	100000
4	Aceite hidráulico shell Tellus iso 68 x 5 Gal.	170000	680000
1	Indicador de nivel y temperatura	70000	70000
1	Tapa para tanque con filtro incluido	60000	60000
1	Manguera R1 ø 1`` con racor hembra 90° SAE 100 R1 PR 1`` X 1 5/16`` y racor recto hembra sae 100 R1, 1"x1 5/16"	113800	113800

2	Manguera R1 1` de 1 mt con 3 racores recto hembra sae 100 R1, 1"x1 5/16" y racor hembra 90° SAE 100 R1 PR 1` X 1 5/16`	92300	184600
2	Manguera r12 ø 1` de 1mt con racor hembra 90° SAE 100 R9 PR 1` X 1 5/16` SAE CODE 61 90° 1 X 1 3/4` con chapetas grafadas	203750	407500
6	Adaptadores 202702 1` X 1 5/16`	12000	72000
2	T sae 100 R9 1`, NPT 4000Psi	25000	50000
2	Bushing 1"-1/2', 4000Psi	8250	16500
2	Bushing Acero	11000	22000
2	Adaptador 1 5/16"-1" Sae 100 R1	12500	25000
2	Válvula de bola 1`	34000	68000
2	Union hembra-macho 1` npt	6500	13000
2	Niples acero inoxidable	17000	34000
2	Unión acero inoxidable 1/2", 1000Psi	5700	11400
1	Tapón 3/8" R9	20000	20000
1	Adaptador 7/16" -1/4" npt	3500	3500
1	Racor rápido 1/4"	60000	60000
2	Manómetro glicerina 0-3000Psi	42000	84000
1	Manómetro glicerina 0-500Psi	36000	36000
4	Teflón industrial	2400	9600
TOTAL SISTEMA HIDRAULICO			12090900

SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS E INSTRUMENTACION			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
1	Flujometro tipo turbina 0-3GPM	480000	480000
1	Transductor de presión 0-1000Psi	500000	500000
1	Acelerómetro piezoeléctrico 0-10KHz	1300000	1300000
1	Tarjeta de adquisición de datos USB NI	1500000	1500000
1	Tarjeta acondicionadora de señal	400000	400000
1	Amplificador de señal acelerómetro	700000	700000
	Cableado y conectores	20000	20000
TOTAL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS			4900000

VARIOS			
Cant.	Descripción	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
NA	Mano de obra, ensamble y puesta en servicio	1000000	1000000
NA	Acabados y pintura	200000	200000
NA	Asesoría director de proyecto	900000	900000
TOTAL VARIOS			1920000

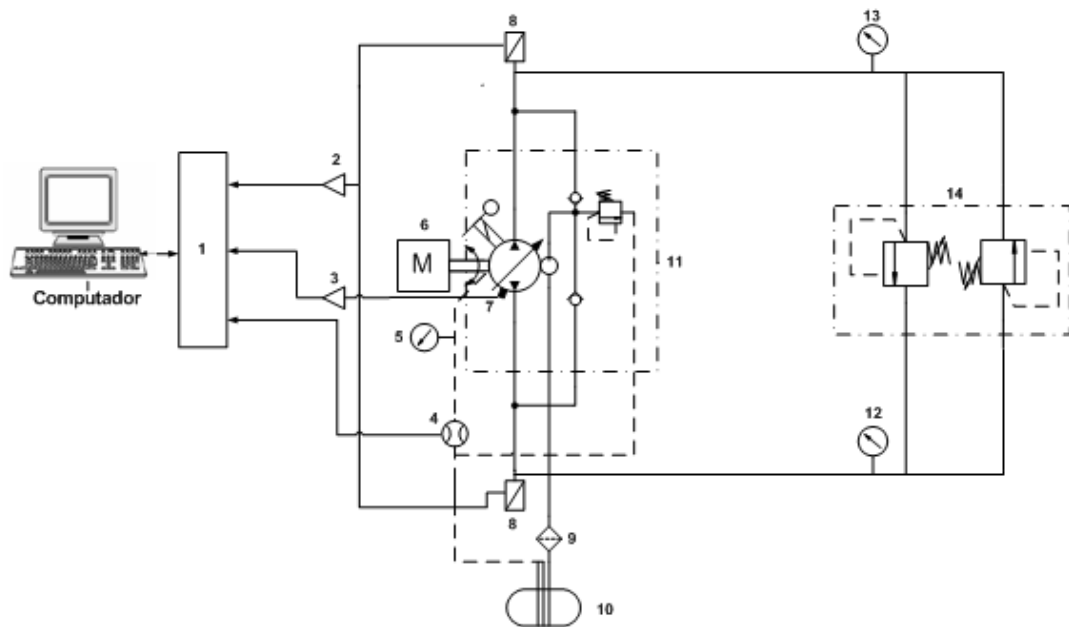
SISTEMAS	TOTAL
SISTEMA ESTRUCTURAL-MECANICO	7114650
ACONDICIONAMIENTO BANCO DIESEL	425000
SISTEMA HIDRAULICO	12090900
SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS	4900000
VARIOS	1920000

TOTAL BANCO DE PRUEBAS	43730550
------------------------	----------

7. PRUEBAS Y RESULTADOS

Sistema de ensayo

Un esquema del ensayo utilizado se muestra en la figura 119 El sistema consiste en una bomba de caudal variable de pistones axiales Eaton 54, un Manifold de simulación de carga, un transductor de presión, Flujoímetro, acelerómetro y un sistema de adquisición de datos.

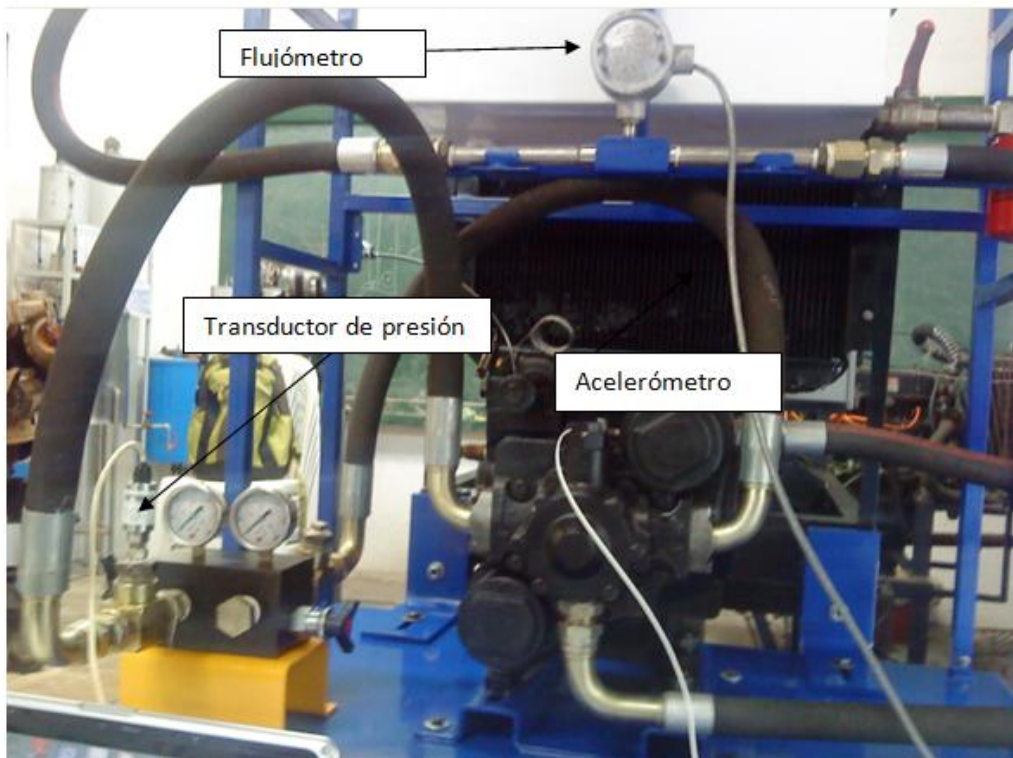


1	Tarjeta se adquisición de datos	2	Amplificador transductor de presión
3	Amplificador de acelerómetro	4	Flujoímetro
5	Manómetro de succión	6	Motor diesel
7	Acelerómetro	8	Transductor de presión
9	Filtro de aceite	10	Tanque hidráulico
11	Bomba hidráulica	12	Manómetro descarga 2
13	Manómetro descarga 1	14	Manifold de simulación de carga

Fuente: los Autores

Figura 119. Esquema del sistema

El circuito hidráulico es de lazo cerrado, el Fluímetro está ubicado en la línea de drenaje de la bomba para adquirir la medida del caudal que por aquí es enviado por la bomba. En las líneas de alta presión se ubica un transductor de presión para monitorear la curva de presión en el tiempo y luego obtener su respectivo espectro de frecuencia. El acelerómetro es posicionado sobre la bomba para adquirir la señal de la vibración mecánica de la bomba en el dominio de la frecuencia igualmente.

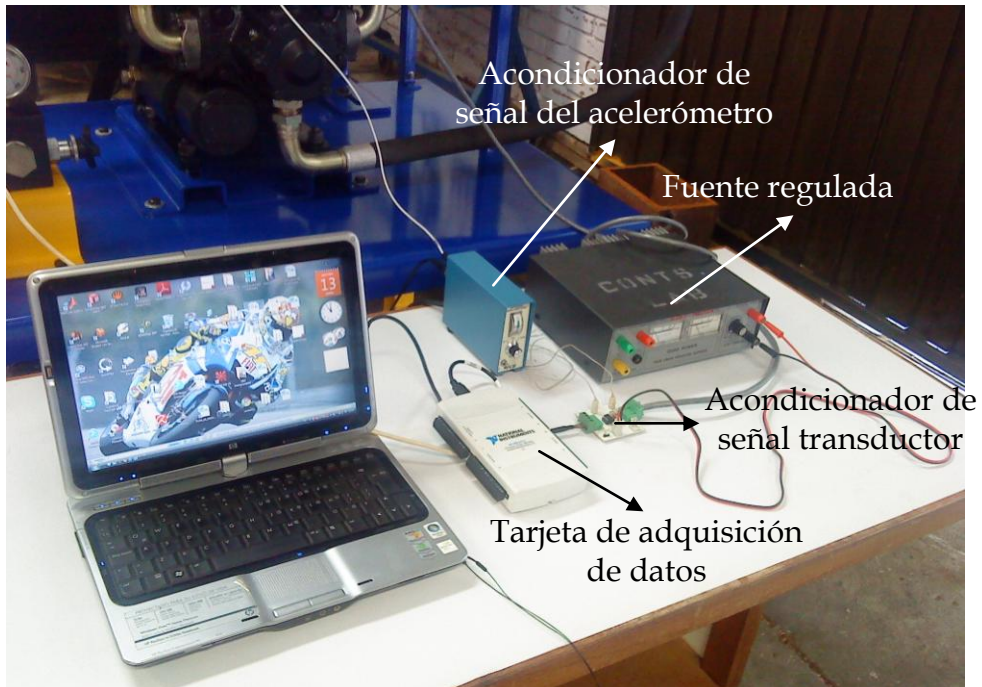


Fuente: los autores

Figura 120. Imagen del sistema de prueba

Sistema de adquisición de datos

Los datos de esta prueba fueron adquiridos en tiempo real usando LabVIEW para conectar en E / S conector, componente 1 de la Figura 119 utilizando la tarjeta de adquisición de datos (NI USB-6210).



Fuente: Los autores

Figura 121. Sistema de adquisición de datos

Con toda la instrumentación necesaria instalada se realizaron las siguientes pruebas a la bomba:

- Monitoreo del flujo de drenaje
- Monitoreo de la presión de descarga
- Monitoreo de vibraciones mecánicas

Condiciones de prueba y procedimiento

Para lograr resultados comparables, las pruebas se realizaron bajo las mismas condiciones de operación. Estas condiciones y procedimientos son resumidas a continuación (en el anexo D de este documento se encuentra el manual completo de operación del banco).

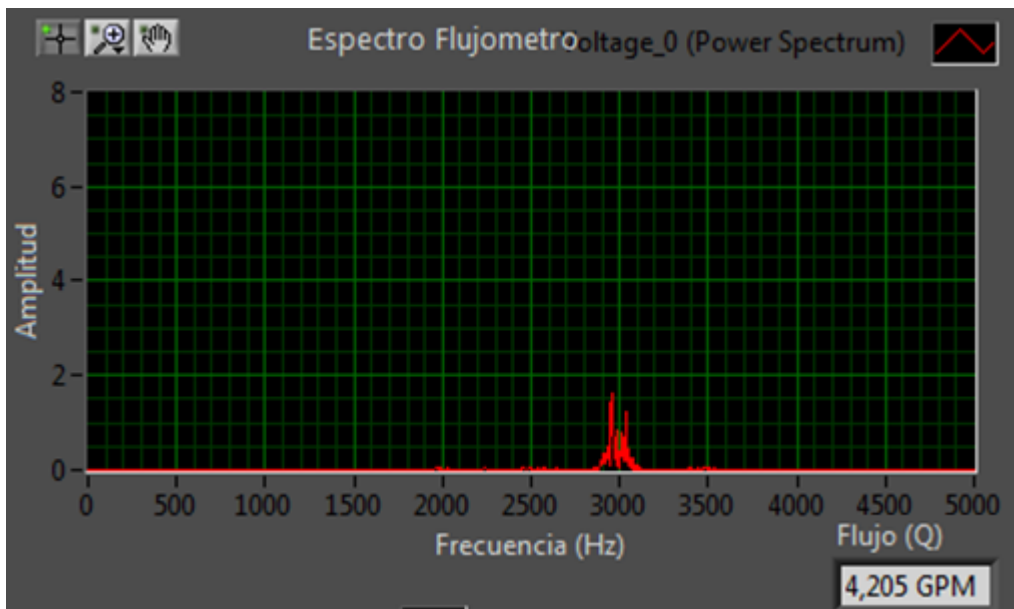
- La temperatura del aceite hidráulico fue de 110°F (43°C) $\pm 5^\circ\text{F}$, medida con el indicador de nivel y temperatura del tanque.
- La velocidad de rotación del motor se fijó en 1200 RPM, tomada con el tacómetro digital del motor.
- El manifold de simulación de carga se taró para lograr una presión de descarga en la bomba de 300, 500 y 800 Psi. En estos tres puntos fue monitoreada la presión y vibración mecánica de la bomba.
- Para cada una de las condiciones de carga fueron repetidas tres veces las tomas de datos para chequear la repetitividad del sistema.
- El ángulo del plato basculante de la bomba fue fijado.
- Los instrumentos de medición usados fueron calibrados (ver anexo B).
- El computador utilizado fue un portátil convencional de 2 GB de memoria RAM y toma recolectaba datos por lo menos 30 segundos después de haber apagado el sistema.

Los resultados experimentales de las pruebas realizadas son presentados a continuación.

Flujo de drenaje de la bomba

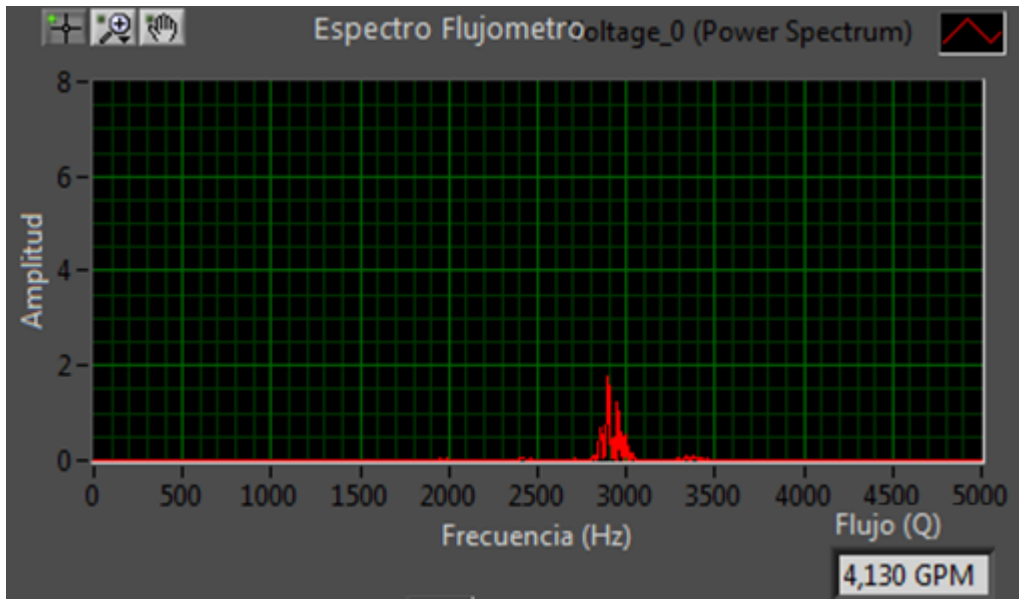
En esta prueba el sistema de adquisición de datos nos arroja la frecuencia del Flujómetro y el flujo de drenaje en GPM. El Flujómetro tiene una señal de salida en frecuencia

En la grafica 122,123 y 124 se observa el flujo de drenaje en la bomba para tres condiciones de carga 300, 500 y 800 psi. A continuación se muestran los resultados obtenidos de la prueba. Para cada valor de presión fueron tomadas tres mediciones pero se muestran el más significativo de ellos.

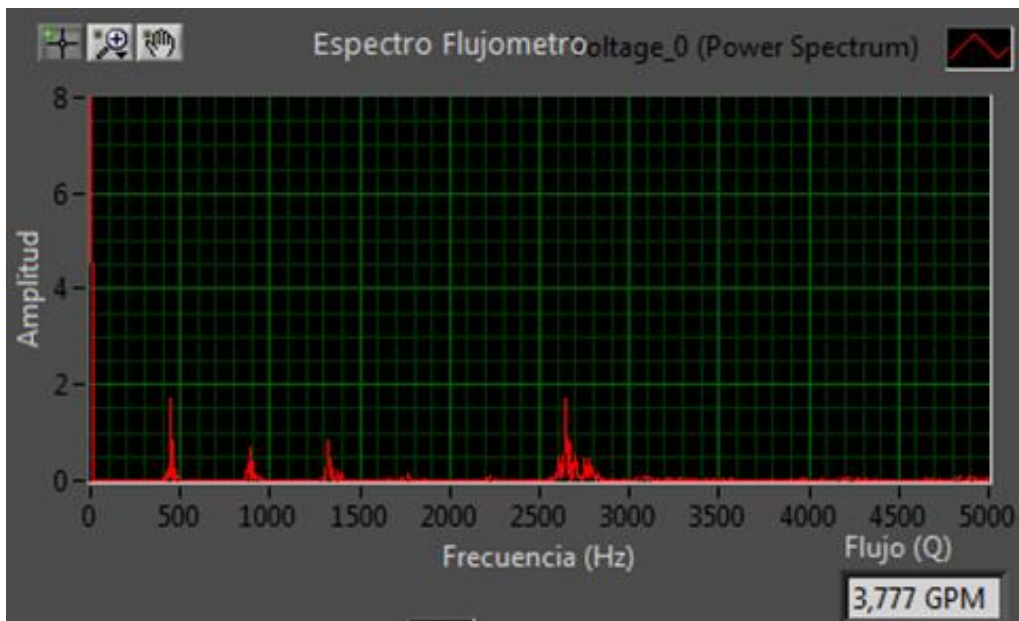


Fuente: los autores

Figura 122. Espectro flujo de drenaje a 300 psi



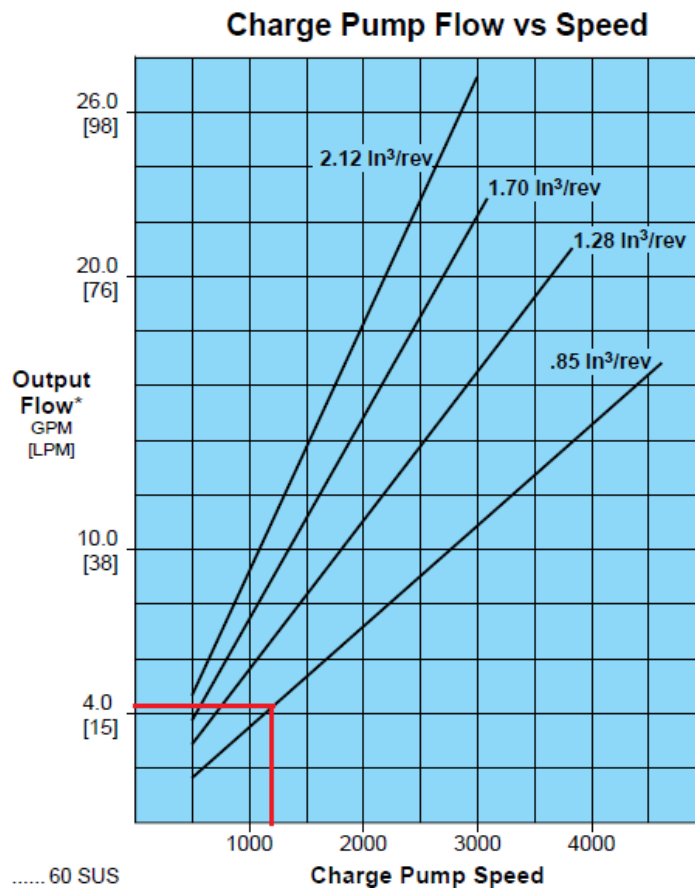
Fuente: los autores
Figura 123. Espectro Flujo de drenaje a 500 psi



Fuente: los autores
Figura 124. Flujo de drenaje a 800 psi

En los resultados anteriores podemos observar la variación de la frecuencia del Flujómetro para cada una de las tres condiciones de carga, esto se debe al efecto de frenado que produce el aumento de carga del sistema sobre el motor.

De estos resultados obtenidos se puede ver que el flujo de drenaje medido corresponde a la capacidad de flujo de la bomba de precarga. Lo cual se puede corroborar con la grafica de flujo Vs velocidad que entrega el fabricante para esta bomba de precarga, la cual tiene una capacidad de 0,85 in³/rev. En la figura 125 se muestra la curva.



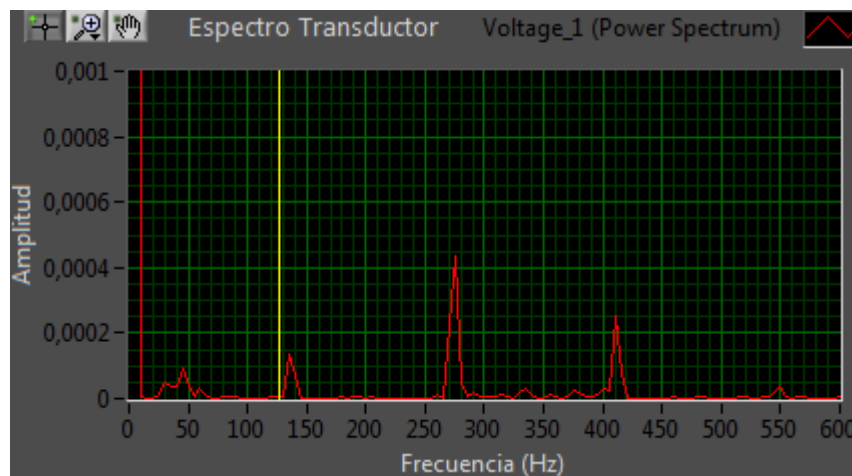
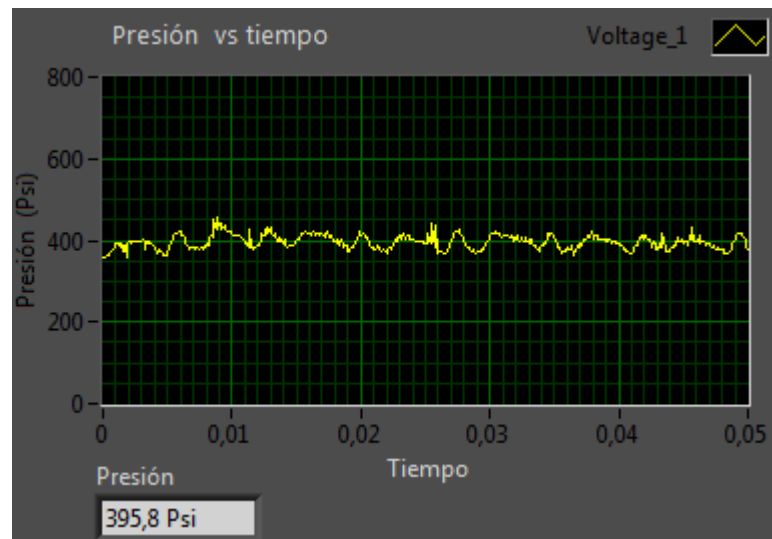
Fuente: Eaton Heavy Duty Hydrostatic Transmissions. EATON Hydraulics
Figura 125. Curva de flujo bomba de precarga

Presión de descarga

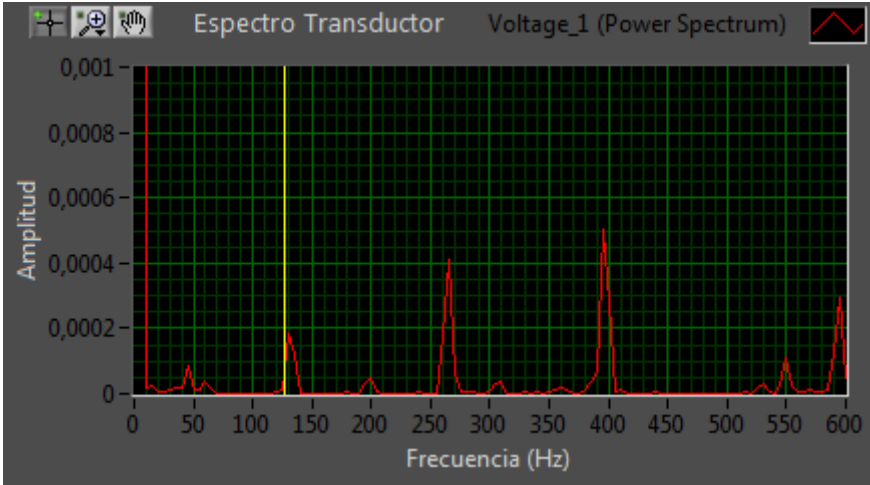
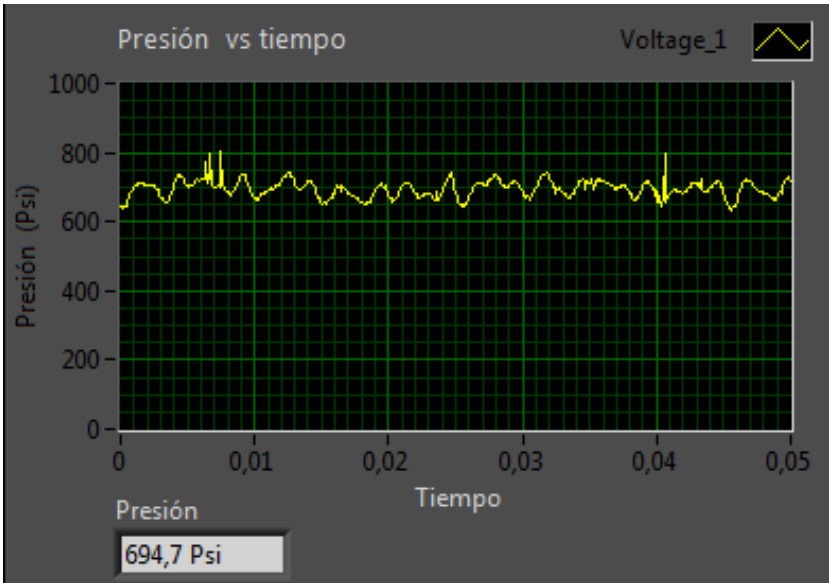
El sistema de adquisición de datos visualiza en pantalla la curva Presión Vs Tiempo, el valor promedio de la presión de descarga y el espectro característico de la presión del sistema.

En la grafica 126 se muestra los resultados leídos por el sistema de adquisición de datos para tres condiciones de carga.

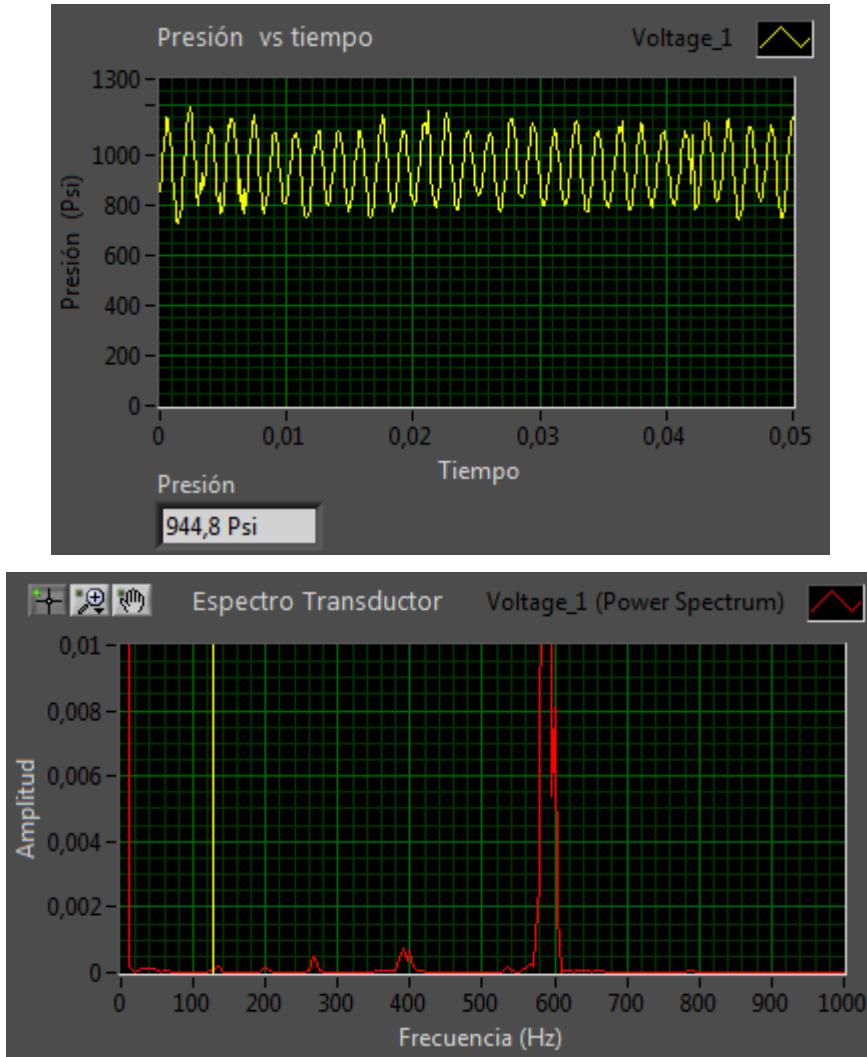
Presión: 395.8 Psi



Presión: 694,7 Psi



Presión: 944.8 Psi



Fuente: los autores

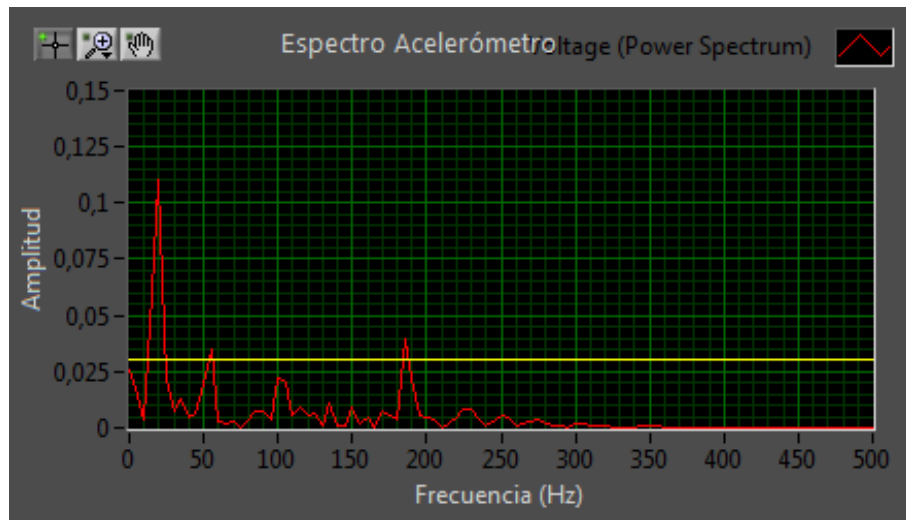
Figura 126. Gráfica de presión Vs tiempo y el espectro de frecuencia

De lo anterior se puede notar la tendencia no lineal de la presión de la bomba, esto se debe a que es una bomba de desplazamiento positivo y además de eso es de pistones.

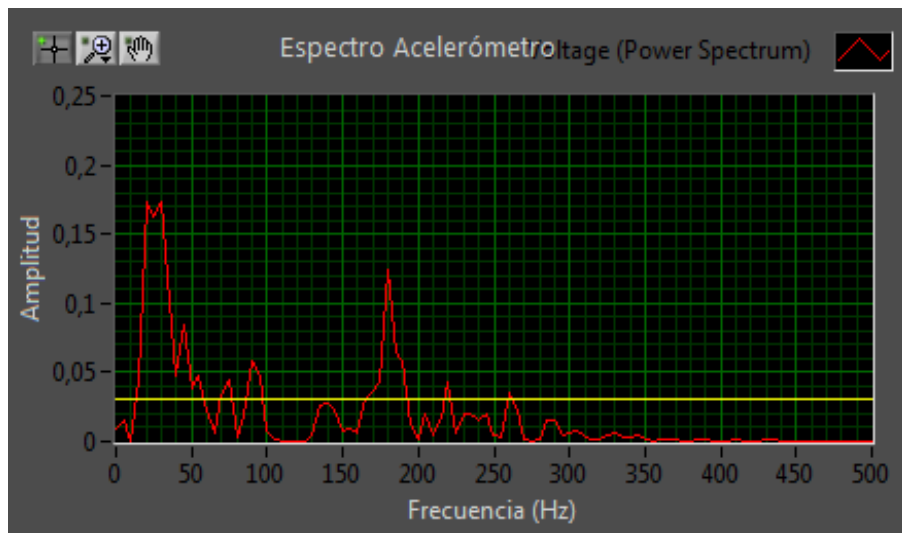
Medición de vibraciones mecánicas

En la grafica 127 se observa el espectro de vibraciones medido por el acelerómetro. Se realizaron pruebas para diferentes puntos de ubicación del sensor, notando que el punto más significativo es la posición vertical cerca del barril de pistones de la bomba.

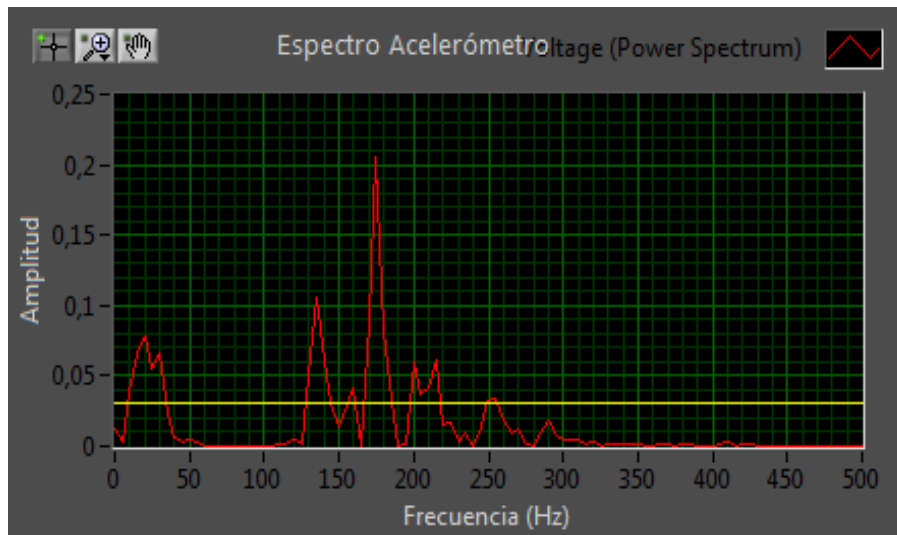
Presión 300 psi



Presion 500 psi



Presión 800 psi



Fuente: los autores

Figura 127. Espectros de vibración a tres condiciones de presión

La amplitud de la vibración está dada en power spectrum o valor RMS^2 del voltaje de salida del acelerómetro. Para cada una de las condiciones de carga se puede observar que las frecuencias de 20Hz y 180Hz presentan valores de amplitudes altos. Los espectros de vibración presentan las siguientes características:

La frecuencia de 20 Hz corresponde a la frecuencia fundamental del motor. La velocidad de rotación del motor fue de 1200RPM (20 Rev/seg).

La frecuencia de 180 Hz se debe al número de pistones que posee la bomba, que son 9. Esta frecuencia corresponde a la frecuencia fundamental de la bomba.

Se observar que a medida que sube la carga en el sistema también lo hace la magnitud d la vibración en la frecuencia de 180Hz.

Condición de desgaste excesivo en platos de presión

Para realizar las pruebas se realiza cambio de los platos de presión, esto se debe a que en el mantenimiento se evidenció un desgaste excesivo (en el manual de mantenimiento se describe el procedimiento para el cambio o revisión de los mismos). La figura 128 muestra los platos usados y nuevos.



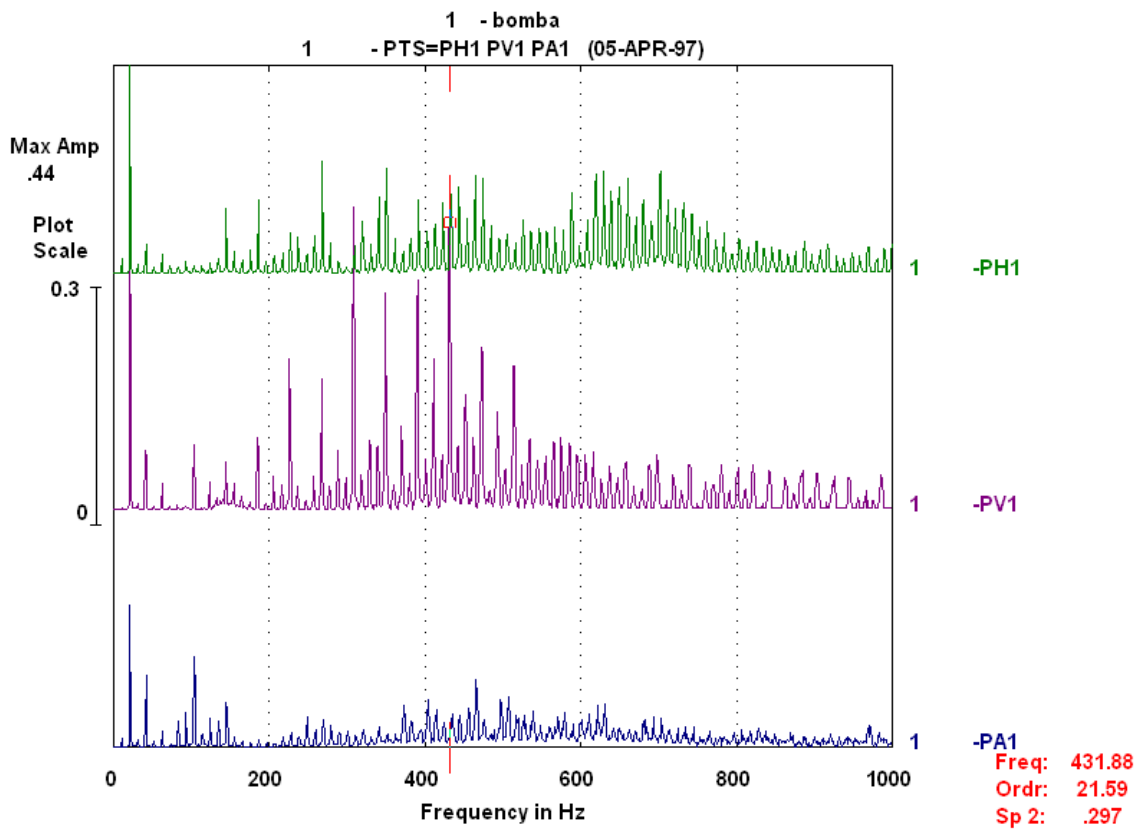
Fuente: los autores

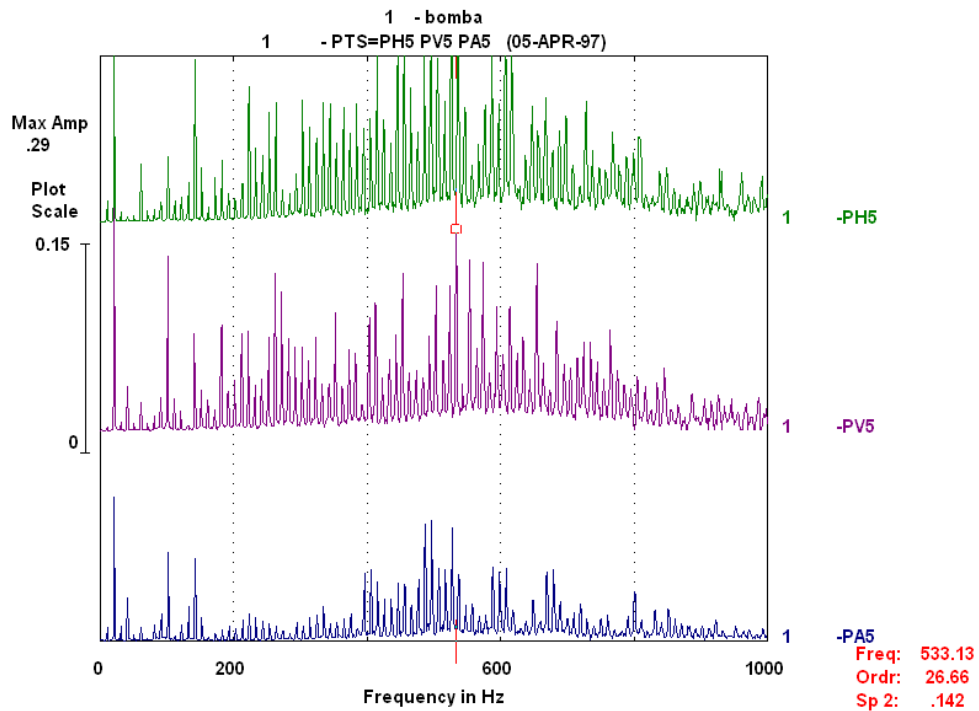
Figura 128. Platos de presión usados y nuevos

En la figura 128 se observar el desgaste que presentan los platos de la bomba. Debido a esto la bomba no opera en las condiciones óptimas de funcionamiento y presenta fallas en su funcionamiento. El modo de falla es

una limitación en la presión de descarga, que no sobrepasa los 500 Psi. Para la condición de fallas los platos usados son utilizados.

Para esta condición inicial de falla se toman mediciones de vibración de la bomba. Se realizan mediante el analizador de vibraciones CSI 2120 del laboratorio de vibraciones mecánicas. La medición se realiza en dos puntos de la bomba. Aproximadamente sobre los apoyos, en las tres direcciones (horizontal vertical y axial), los espectros de vibración se observan en la figura 129.





Fuente: los autores

Figura 129. Espectros de vibración de la bomba con desgaste en platos

Como se puede observar en los puntos de medición en las direcciones horizontal y vertical se presentan amplitudes de vibración considerables en muchos armónicos lo cual es una caracterización de la falla presente en la bomba inicialmente.

CONCLUSIONES

- Se demuestra la importancia de los platos de presión en una bomba de pistones axiales. El desgaste de estos repercute directamente en la eficiencia de la bomba, como por ejemplo generando magnitudes de vibración altas y limitando la presión de descarga.
- Mediante el monitoreo de las variables críticas de la bomba como lo son presión, flujo, vibraciones podemos determinar el estado de la bomba y así planear y programar mantenimientos.
- Se deja para la escuela de ingeniería mecánica una plataforma para posteriores estudios de diagnóstico de fallas en bombas de pistones axiales industriales de alta potencia mediante análisis wavelets y espectrales.
- El banco de pruebas está diseñado no solo para la bomba EATON 54 usada en el presente proyecto, sino también para las series 33, 39 y 46 y SUNDSTRAND 20, 21, 22 Y 23 ampliamente utilizadas en la industria de maquinaria pesada móvil, ya que el banco cuenta con el sistema de acoplamiento necesario para estas bombas.
- El banco es muy versátil a pesar de su tamaño y peso (200kg aproximadamente sin la bomba), ya que cuenta con uniones apernadas que lo hacen en gran porcentaje desarmable y brinda facilidad de transporte.

- El banco de motor diesel del LMTA se acondicionó para que cumpliera con los requerimientos del montaje diseñado, pero lo más importante de esto es que se deja el motor diesel con un panel de controles visuales completo, funcional y con mejor aspecto físico, lo cual contribuye a una mejor práctica del LMTA.
- Se logra una experiencia enriquecedora de conocer la diferencia entre lo virtual y lo real, equivalente al paso de diseñar a construir.

RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES

- Se recomienda operar el banco siguiendo el manual de operación y mantenimiento (anexo D) para no sobrepasar las condiciones de trabajo y realizar pruebas satisfactoriamente
- Se recomienda el uso de un motor diesel de más alta capacidad, ya que el que se utiliza no posee la potencia necesaria para operar la bomba en sus condiciones normales de trabajo en la industria (2000-3000 Psi).
- Es importante la implementación de un intercambiador de calor para el enfriamiento del aceite, aunque el banco está diseñado para pruebas cortas y para esta condición no se presento recalentamiento del aceite en las pruebas.
- Para una segunda fase del proyecto se recomienda acondicionar la bomba para instalar los transductores de presión lo más cercano posible a los puertos de alta presión para tener una lectura más precisa.

BIBLIOGRAFÍA

A- MAQ S.A. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico. A-MAQ S.A.- Análisis de Maquinaria, 2005. Disponible en Internet: <<http://www.a-maq.com/Tutorial>>.

BORRAS PINILLA, Carlos; Postgrado Principios de Mantenimiento, Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2009.

BORRAS PINILLA, Carlos; Tesis de maestría: Pattern Recognition in hydraulic backlash using Neural Network Thesis (Master of Science). University of Oklahoma, Norman, Aerospace and Mechanical Engineering Department. USA, 2001.

BYINGTON, Carl S: In-line health monitoring system for hydraulic pumps and motors. IEEE 2003.

GARCIA CASTRO, Alfonso: Vibraciones Mecánicas. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2001.

LI Zeliang, Eric: Condition Monitoring of Axial Piston Pump. Thesis (Master of Science). University of Saskatchewan, Mechanical Engineering Department. Saskatoon, Canada, 2005.

LIU, Silan. Pulsating parameter method for fault diagnosis for hydraulic pump. IEEE 2003.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. México: Prentice Hall, 1999

REXROTH. Fundamentos y componentes de la oleohidraulica.

SCHEFFER Cornelius, GIRDHAR, Paresh: Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance. Newness, 2004.

SUCCI, George P, CHIN, Harrison: Helicopter hydraulic pump condition monitoring using neural net analysis of the vibration signature. SAE 1996.

SUDMERSEN, Ulrich: Vibration monitoring for process control and optimization in production lines. Wunstorf, Alemania: FORTEC-Forschungstechnik GmbH.

TAN, Hong-Zhou, SEPEHRI, Nariman: On condition monitoring of pump pressure in a hydraulic servo-drive system. IEEE 2001.

TOTTEN. George. E: Handbook of Hydarulic fluid technology. Union carbide Corporation. New York. 2000.

VICKERS. Manual de oleohidraulica industrial.

WATTON, Jhon. Modelling, Monitoring and Diagnostic Techniques for Fluid Power Systems. Editorial pringer. 2007.

ANEXOS

ANEXO A. CALIBRACION DE INSTRUMENTOS

Instrumentos y equipos para la prueba

Nombre	Fabricante	Configuración
Transductor de presión	Sensotec LM/2345	0-1000 PSI
Flujómetro	FLOWMETRICS FM-4NX	30-2000 Hz / 0-3GPM
Acelerómetro	Bruel & Kjaer, tipo 4513	0-10 KHz
Tarjeta de adquisición de datos	National instruments USB 6210	16 BITS 250 KS/s

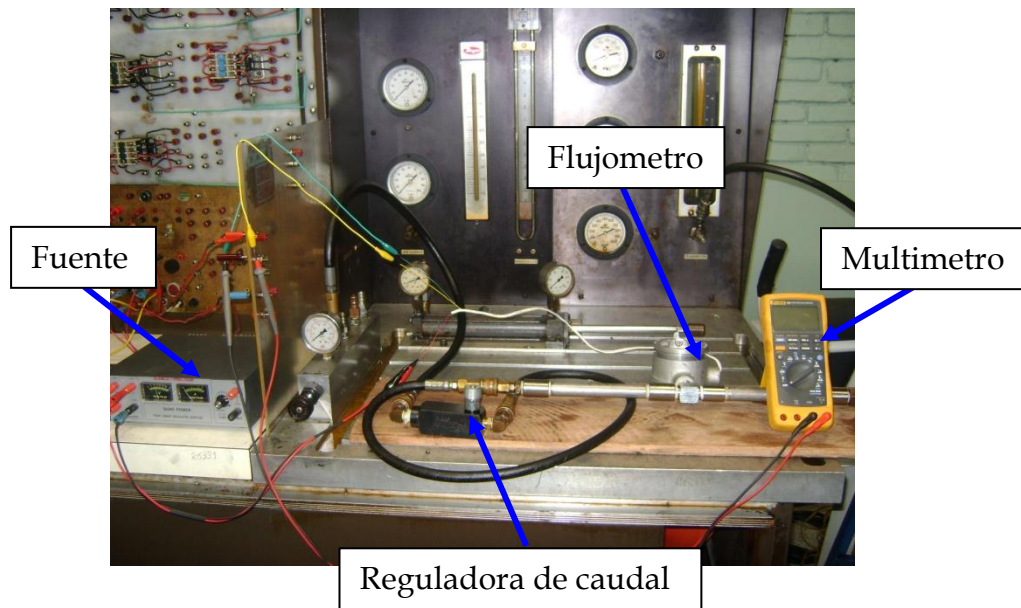
Información de calibración

En este capítulo se ilustra el proceso que se llevo a cabo para calibrar los instrumentos s de medición utilizados para las pruebas y las ecuaciones encontradas.

Flujómetro

Con el fin de medir la el flujo de perdidas en la bomba, se utiliza un Flujómetro tipo turbina del fabricante Flowmetrics modelo FM-4NX, la señal de salida arrojada es en frecuencia y es directamente proporcional al flujo de salida. El rango de frecuencia de salida es 30-2000 Hz.

El Flujómetro es calibrado utilizando un multímetro capaz de tomar lectura de frecuencia y simultáneamente a eso con cronómetro y probeta se mide el flujo correspondiente a dicha frecuencia. Las condiciones de calibración fueron 300 Psi y 70° y el fluido aceite hidráulico.

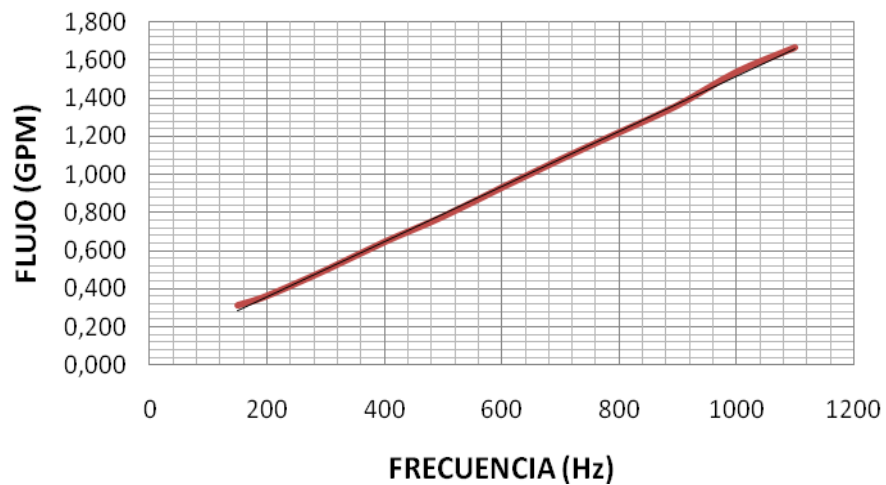


La frecuencia de salida como una función del flujo calibrado en mostrada en la figura. La ecuación encontrada posee un error de ± 0.031 GPM en la exactitud de la medición en un rango de trabajo de 200-900 Hz, la ecuación de calibración encontrada es:

$$Q = 0,0014F + 0,0709 \text{ para } 200 > F > 900,$$

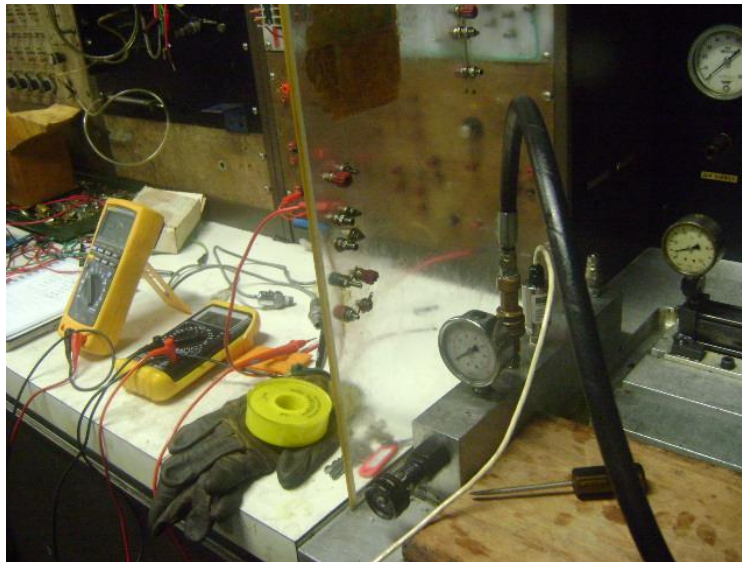
Donde Q es el flujo y F la frecuencia

Q Vs F



Transductor de presión

Para medir la presión de descarga de la bomba se emplea un transductor de presión del fabricante Sensotec LM/2345. El voltaje de salida es proporcional a la presión sensada por el transductor, el rango de tensión es de 0.5-20 mV. La calibración del transductor se llevo a cabo mediante un banco del laboratorio se sistemas oleoneumaticos, el montaje hidráulico consta de una válvula de alivio y una válvula reguladora de caudal que permitía que la presión de trabajo fuera la de taraje de la válvula de alivio. Para cada presión del sistema se tomó lectura de voltaje de salida arrojado por el transductor, el cual sensaba la presión del sistema.



Los datos tomados en la prueba de calibración arrojaron lo siguiente:

Presion	Tension (V)	Tension (mV)X100
0	0,51	0,051
100	1,3	0,13
200	3,4	0,34
300	5,5	0,55

400	7,6	0,76
500	9,7	0,97
600	11,8	1,18
700	13,9	1,39
800	16,0	1,60
900	18,1	1,81
1000	20,2	2,02

Como los valores de tensión son tan bajos y la tarjeta de adquisición de dato tiene un rango de -10 -10V de señal de entrada, se acondiciona la señal para esto. La señal de salida se amplifica por un factor de 10. La ecuación de calibración encontrada es la siguiente:

$$P=476.19V+38.09$$

Donde V, es la tensión de salida del transductor amplificada 100 veces.

ANEXO B. CATALOGOS

ACEITE HIDRAULICO SHELL TELLUS GRADO ISO 68

Tellus Oil

ACEITES HIDRAULICOS

Aceites hidráulicos de alta performance

Aceites hidráulicos industriales de alta performance líderes en el campo de la hidráulica en sistemas de control y transmisión de energía.

Aplicaciones

Sistemas hidráulicos de transmisión y control de energía. Son recomendados para todo tipo de bombas hidráulicas, salvo algunas de diseño más antiguo que tienen superficies electroplateadas.

Ventajas y Propiedades

- Alta estabilidad térmica lo cual es muy importante en los sistemas hidráulicos modernos que operan en condiciones extremas de carga y temperatura. Son aceites altamente resistentes a la degradación y a la formación de borras.
- Ofrecen una sobresaliente protección anti-desgaste gracias a los aditivos que se les han incorporado, garantizando una probada efectividad bajo cualquier condición operacional de carga y severidad de servicio. Los excelentes resultados obtenidos en los ensayos Vickers 35VQ25
- Poseen una alta resistencia a la oxidación aún en presencia de aire, agua y cobre. En el ensayo de estabilidad de aceites para turbinas, TOST, los resultados indican que su vida útil es hasta cuatro veces más prolongada que la de otros aceites minerales análogos.
- Son adecuados para filtración ultra-fina, que es un requisito esencial en los sistemas hidráulicos modernos. No son afectados por los contaminantes más comunes, tales como agua y calcio, que son los causantes más comunes del bloqueo de los filtros finos.
- Poseen excelentes propiedades lubricantes y características de baja fricción interna, lo que es muy importante para sistemas hidráulicos que operan ya sea a baja o alta velocidad. Previenen el problema de "stick-slip" (pegado-resbalamiento) que se presenta en algunas Aplicaciones críticas.

- Tienen excelentes propiedades anti-espumantes y de liberación de aire debido al cuidadoso equilibrio y selección de sus aditivos.
- Las propiedades de rápida separación de agua (demulsibilidad) de estos aceites, evitan la formación de emulsiones viscosas de agua en aceite previniendo las consecuentes fallas de la bomba y sistema hidráulico. Los resultados en los ensayos ASTM-D1401 demuestran la excelente demulsibilidad de estos aceites.
- Tiene buena compatibilidad con sellos y pinturas normalmente especificados para uso con aceites minerales.
- Su gran versatilidad, los indica como apropiados para una amplia gama de otras Aplicaciones industriales.

Características Típicas

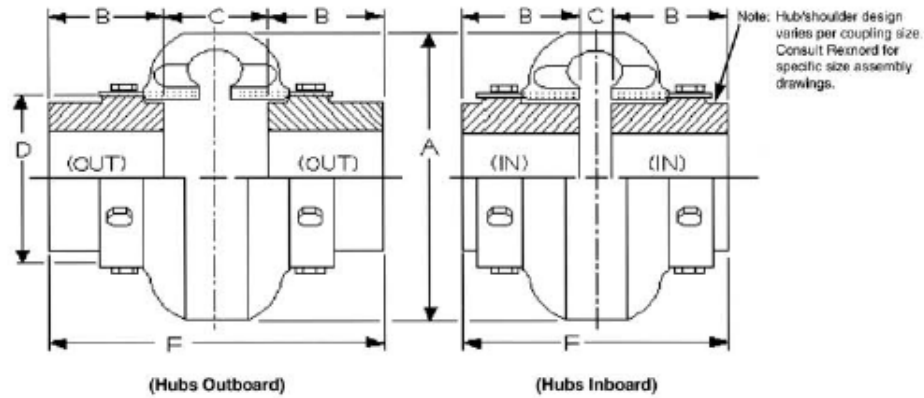
Tellus Oil	22	32	37	46	68	100	Método ASTM
Grado ISO	22	32	37	46	68	100	
Tipo aceite ISO	HV	HV	HV	HV	HV	HV	D-445
α 40°C, cSt	22	32	37	46	68	100	
α 100°C, cSt	4.9	6.3	6.9	8.1	11	15	
Ind. Viscosidad	150	150	150	150	150	150	D-2270
Densidad a 15°C, kg/l	0.87	0.88	0.88	0.88	0.88	0.89	D-1298
Pto Inflamación, OC, °C	170	170	220	210	230	220	D-93
Pto Escurrimiento, °C	-40	-40	-39	-39	-36	-30	D-97

Estas características son típicas de la producción actual y pueden variar con futuras producciones en acuerdo a Especificaciones Shell.

Salud, Seguridad y Medio Ambiente

Ver declaración del producto en página 278.

OMEGA® STANDARD COUPLING WITH STRAIGHT BORE HUBS



Specification Data With Straight Bore Hubs

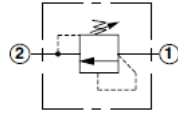
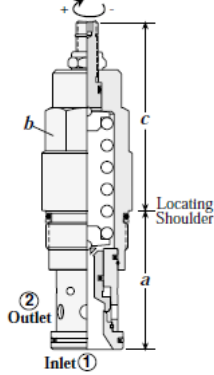
Standard Omega No.	Recom. Max. Bore (In.) Ⓣ	HP/100 RPM Ⓣ	Continuous Torque (In. Lbs.) Ⓣ	Max. RPM	Dimensions In Inches							Weight (Lb.) Ⓣ
					A	B	C		D	F		
							(In.)	(Out)		(In.)	(Out)	
E2	1.13	.30	190	7500	3.50	.94	1.34	1.90	1.85	3.22	3.78	1.2
E3	1.38	.58	365	7500	4.00	1.50	.81	1.31	2.32	3.81	4.31	2.4
E4	1.63	.88	550	7500	4.56	1.69	.44	1.31	2.60	3.81	4.69	3.0
E5	1.88	1.48	925	7500	5.38	1.75	.81	1.81	3.13	4.31	5.31	5.4
E10	2.13	2.30	1450	7500	6.38	1.88	.56	1.81	3.65	4.31	5.56	8.2
E20	2.38	3.65	2300	6600	7.25	2.06	.50	2.38	4.48	4.62	6.50	13.0
E30	2.88	5.79	3650	5800	8.25	2.31	.56	2.44	5.42	5.19	7.06	21.2
E40	3.38	8.85	5500	5000	9.50	2.50	.56	2.68	6.63	5.56	7.68	35
E50	3.63	12.14	7650	4200	11.00	2.75	.63	3.38	8.13	6.13	8.88	54
E60	4.00	18.84	12,500	3800	12.50	3.25	.69	3.44	8.75	7.19	9.94	72
E70	4.50	35.12	22,125	3600	14.00	3.62	.75	3.75	9.25	8.00	11.00	86
E80	6.00	62.70	39,500	2000	16.00	4.87	.75	5.00	11.25	10.50	14.75	170
E100	6.75	135	85,050	1900	21.00	5.50	1.75	3.75	14.13	12.75	14.75	244
E120	7.50	270	170,100	1800	25.00	6.00	2.25	4.88	17.63	14.24	16.88	425
E140	9.00	540	340,200	1500	30.00	7.00	3.00	5.00	20.88	17.00	19.00	746

- Ⓣ Standard hubs. See page E-16 for steel hub maximum bores.
- Ⓣ Service factor = 1.0
- Ⓣ With maximum bore standard hubs.

Relief Valves

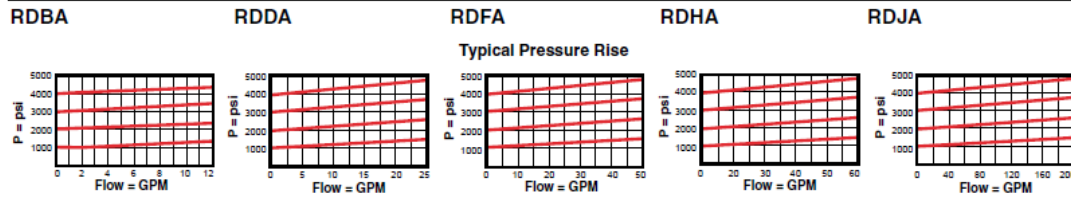
DIRECT ACTING

Full Adjustment 5 Turns



Capacity	Typical Cartridge Model Code	Cavity	Cartridge Dimensions				Installation Torque (lb. ft.)
			a	b	L	C	
12 GPM	RDBA - LAN	T - 162A	1.22	3/4"	2.11	2.17	25/30
25 GPM	RDDA - LAN	T - 10A	1.56	7/8"	2.38	2.44	30/35
50 GPM	RDFA - LAN	T - 3A	1.88	1 1/8"	2.50	2.56	45/50
100 GPM	RDHA - LAN	T - 16A	2.44	1 1/4"	3.25	3.31	150/160
200 GPM	RDJA - LAN	T - 18A	3.13	1 5/8"	3.94	4.07	350/375

Performance Curves



- Maximum operating pressure = 5000 psi
- Cannot be adjusted with pressure at Port 1.
- Will accept maximum pressure at Port 2.
- Back pressure on the tank port (port 2) is directly additive at a 1:1 ratio to the valve setting.
- Factory pressure settings established at 4 GPM
- Typical response time 2 ms.
- Maximum leakage = 10 drops/min. at reseal.
- Reseat exceeds 90% of cracking pressure.

OPTION ORDERING INFORMATION Model Codes printed in Red are Preferred Versions and most readily available

RD * A - * * *			
Nominal Capacity	Control**	Adjustment Range	Seal
B 12 GPM	L Standard Screw	A 500 - 3000 psi	N Buna-N
D 25 GPM	C Tamper Resistant	B 300 - 1500 psi	V Viton
F 50 GPM		C 1000 - 6000 psi	
H 100 GPM		D 200 - 800 psi	
J 200 GPM		E 100 - 400 psi	
		S 50-200 psi	
		W 1000 - 4500 psi	

Adjustment Range Options:
 A, B, C, and W are standard set at 1000 psi.
 D Option is standard set at 400 psi.
 E Option is standard set at 200 psi.
 S Option is standard set at 100 psi.
Customer may specify pressure setting.

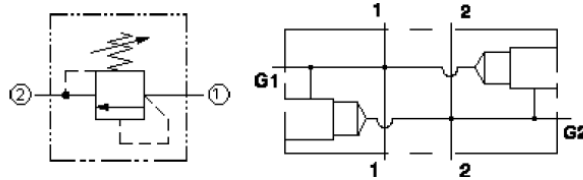
U.S. Patent #4,742,846 ** See page 162 for information on Control Options
 European Patent Pending

Visit www.sunhydraulics.com for detailed and complete technical information on our full line of products.



RDFA-LBN-YCE**\$ 230.60 U.S. Dollar**
Recommended List Price

RDFA-LBN-YCE/S	Ductile Iron, Buna-N, U.S. Units Assembly	\$ 326.30
RDFA-LBN-YCE	Aluminum, Buna-N, U.S. Units Assembly	\$ 230.60

Symbol

Port Headings and Sizes:

Ports 1 & 2	Gage Ports
1/4" NPTF	1/4" NPTF

Technical Data

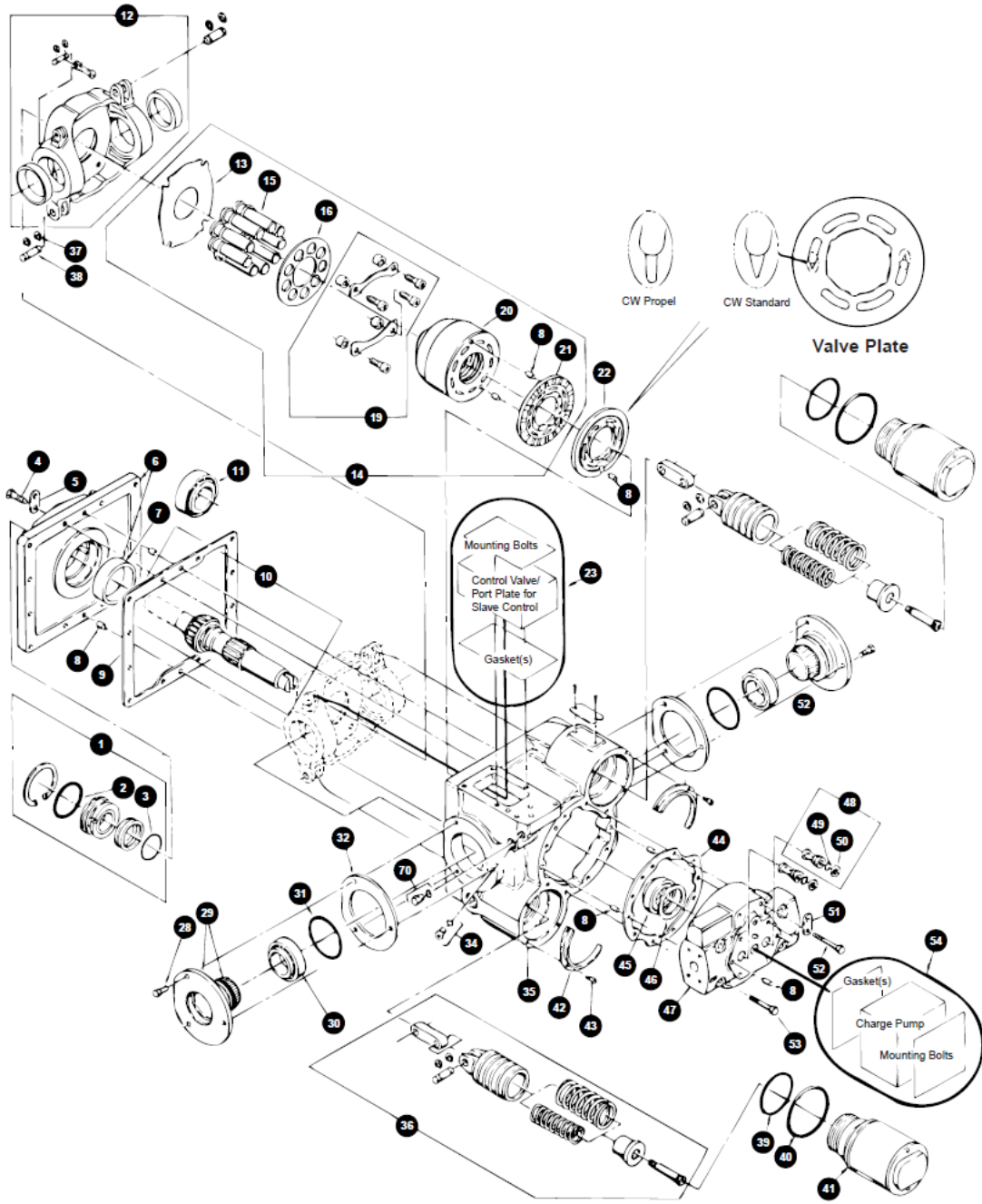
	U.S. Units	Metric Units
Model Weight	5.76 lb.	2.61 kg.
Cavity	T-3A	
Body Features	Cross port with gauge ports	
Body Type	Line mount	
Interface	None	
Open Cavity Quantity	2	
Mounting Hole Thread	.375-16 UNC - 2B in.	
Mounting Hole Depth	.62 in.	15,7 mm
Mounting Hole Quantity	2	

Display Components:

Part	Description	Quantity
RDFA-LBN	Cartridge	2
YCE	Aluminum, Buna-N, U.S. Units	1



BOMBA EATON 54



Models 33 thru 64 Variable Pump Parts

Item No.	Description	Qty.	Item No.	Description	Qty.
1	Shaft Seal Kit	1	31	O-ring	2
2	O-ring	1	32	Trunnion Shims	◆
3	O-ring	1	34	Plug and O-ring	1
4	Mounting Flange Bolt	12	35	Pump Housing	1
5	Shipping Strap	2	36	Servo Piston S/A	2
6	Mounting Flange S/A	1	37	Retaining Ring	8
7	Bearing Cup	1	38	Pin	4
8	Dowel Pin	9	39	O-ring	2
9	Mounting Flange Gasket	1	40	O-ring	2
10	Drive Shaft S/A	1	41	Servo Sleeve	2
11	Replacement Bearing Kit	◆	42	Servo Sleeve Retainer	2
12	Swashplate S/A	1	43	Cap Screw	6
13	Thrust Plate	1	44	End Cover Gasket	1
14	Rotating Group	1	45	End Cover Bearing	1
15	Piston and Slipper S/A	9	46	Shaft Shims	◆
16	Slipper Retainer Plate	1	47	End Cover	1
19	Retaining Strap and Bolts	2	48	Check Valve S/A	2
20	Cylinder Barrel	1	49	O-ring	2
21	Bearing Plate	1	50	Back-up Ring	2
22	Valve Plate	1	52	End Cover Bolt	6
23	Control Valve Option	1	53	End Cover Bolt	2
28	Trunnion Bolt	6	54	Charge Pump	1
29	Trunnion S/A	2	70	Plug and O-ring	1
30	Replacement Bearing Kit	◆			

◆ Parts used as required.

**Turbine Flowmeters:
 FM Series**

Applications:

- Aerospace and Automobile fuel consumptions
- Natural gas in industrial applications
- Hydraulics
- High temperature, High pressure and High shock
- Ultrapure water in pharmaceuticals
- Petrochemicals
- Batching, Mixing and Hygienic
 Example: Breweries, Distilleries and Dairies, where the flowmeter is steam cleaned.
- Custody transfer
- Cryogenics

Features:

FM Series turbine flowmeters provide exceptionally reliable digital outputs. These flowmeters are being used for a wide variety of liquid and gas flow sensing applications.

FM Series range in size from 1/2 inch to 12 inches, offers a high turn-down with minimum uncertainty and very repeatable output.

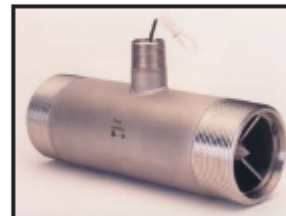
The turbine flowmeter is ideal, if the liquid to be metered has a viscosity of 500 cst or less for 2 inch and larger flowmeter, and 200 cst for smaller than 2 inch flowmeter.

The turbine flowmeter has a quick response time as the rotor has low inertia and suitable for measuring fluctuating flow. For pulsating flow, digital readout should be used and the counting period should be long, compared with the frequency of the flow pulsations.

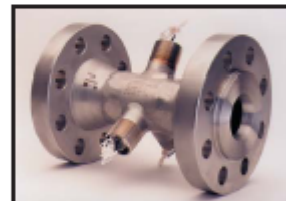
If the flow is in the form of one jet, for example while measuring a short single discharge, the pulsing rate of the flowmeter should be high. Bearing wear is usually increased with pulsating flow.



ANMS Flare Connection



NPT Connection



ANSI Flanged Connection



Tri-Clover Connection

Low Cost Gage Pressure Transducers

Model LM



WELDED STAINLESS

The Model LM pressure transducer is a low cost alternative with good performance for high volume applications. Each unit is constructed of welded stainless steel for durability in dry rugged environments. Both gas and liquid pressure overloads of up to 50% over capacity are safely accepted.

PERFORMANCE

Model LM Order Code BP211	
Pressure Ranges	1 to 10,000 psig
Accuracy (min.)	±0.5% F.S.
Output	≤5psi...5mV/V (nom) 15-100psi...10mV/V (nom) ≥150psi...2mV/V (nom)
Resolution	Infinite

ENVIRONMENTAL

Temperature, Operating	-65°F to 250°F
Temperature, Compensated.....	60°F to 160°F
Temperature Effect*	0.01% F.S./°F
- Zero (max.)	0.02% Rdg./°F
- Span (max.)	

ELECTRICAL

Input	
2mV/V output nom 150-10,000 psi	10VDC
10mV/V output nom 0-75 psi	10VDC
Bridge Resistance.....	350 ohms**
Wiring Code (std.).....	#1 (See Pg. AP-8)
Electrical Termination (std.).....	Cable 3 ft.

MECHANICAL

Media	Gas, Liquid
Overload-Safe.....	50% over capacity
Pressure Port.....	1/4-18NPT female
Wetted Parts Material	Stainless steel
Type	Gage
Case Material.....	Stainless steel

* Consult Sensotec on units below 150psi.
** 5000 ohm below 150psi.

Last Revised: 2009-04-15 14:44:58.0

Bus-Powered M Series Multifunction DAQ for USB - 16-Bit, up to 400 kS/s, up to 32 Analog Inputs, Isolation



- Up to 32 analog inputs at 16 bits, up to 400 kS/s (250 kS/s scanning)
- Up to 2 analog outputs at 16 bits
- Up to 32 TTL/CMOS digital I/O lines
- Two 32-bit, 80 MHz counter/timers
- NI-PGIA 2 and NI-MCal calibration technology for improved measurement accuracy
- NI signal streaming for 4 high-speed data streams on USB
- Bus-powered design
- Available with CAT I isolation

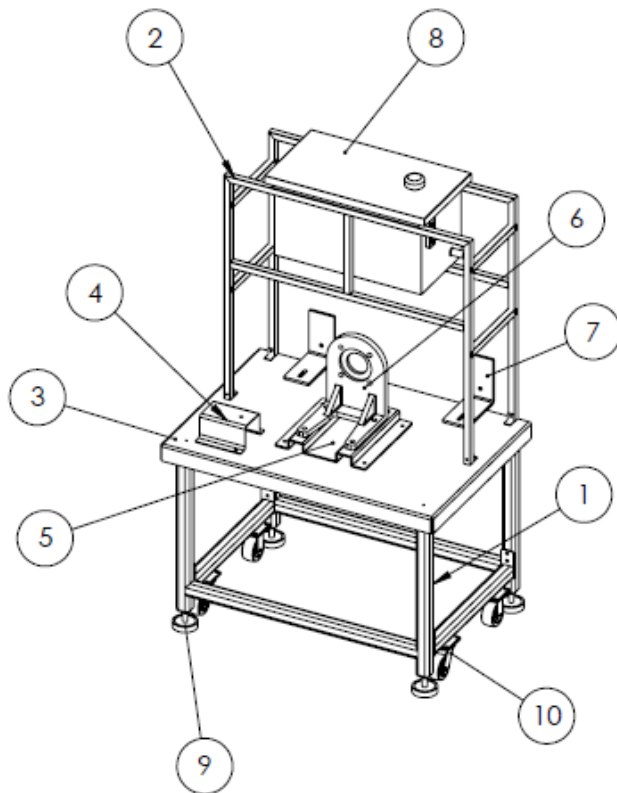
Overview

With recent bandwidth improvements and new innovations from National Instruments, USB has evolved into a core bus of choice for measurement and automation applications. NI M Series devices for USB deliver high-performance data acquisition in an easy-to-use and portable form factor through USB ports on laptop computers and other portable computing platforms. National Instruments designed the new and innovative patent-pending NI signal streaming technology that enables sustained bidirectional high-speed data streams on USB. The new technology, combined with advanced external synchronization and isolation, helps engineers and scientists achieve high-performance applications on USB.

NI M Series bus-powered multifunction data acquisition (DAQ) devices for USB are optimized for superior accuracy in a small form factor. They provide an onboard NI-PGIA 2 amplifier designed for fast settling times at high scanning rates, ensuring 16-bit accuracy even when measuring all available channels at maximum speed.

All bus-powered devices have a minimum of 16 analog inputs, digital triggering, and two counter/timers. USB M Series devices are ideal for test, control, and design applications including portable data logging, field monitoring, embedded OEM, in-vehicle data acquisition and academic.

ANEXO C. PLANOS



Nº	ELEMENTO	CT	MATERIAL
1	Estructura principal	1	Perfil acero 2"x2" Cal 14
2	Estructura del tanque	1	Perfil acero 1"x1" Cal 18
3	Plataforma de trabajo	1	lamina acero HR 1/4"
4	Soporte valvula	1	Lamina acero HR 1/8"
5	Guia soporte bomba	1	Lamina acero HR 3/16"
6	Soporte bomba	1	ACERO AISI 1045
7	Platina de anclaje	2	lamina acero HR 1020 3/8"
8	Tanque de aceite	1	Lamina acero HR Cal 18
9	Pie nivelador	4	N.A
10	Ruedas	4	N.A

Salvo indicacion
contraria todas
las cotas estan
en milímetros

Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza

Dibujó: Sergio Andres Cala

Nombre del proyecto: Conjunto completo

Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla

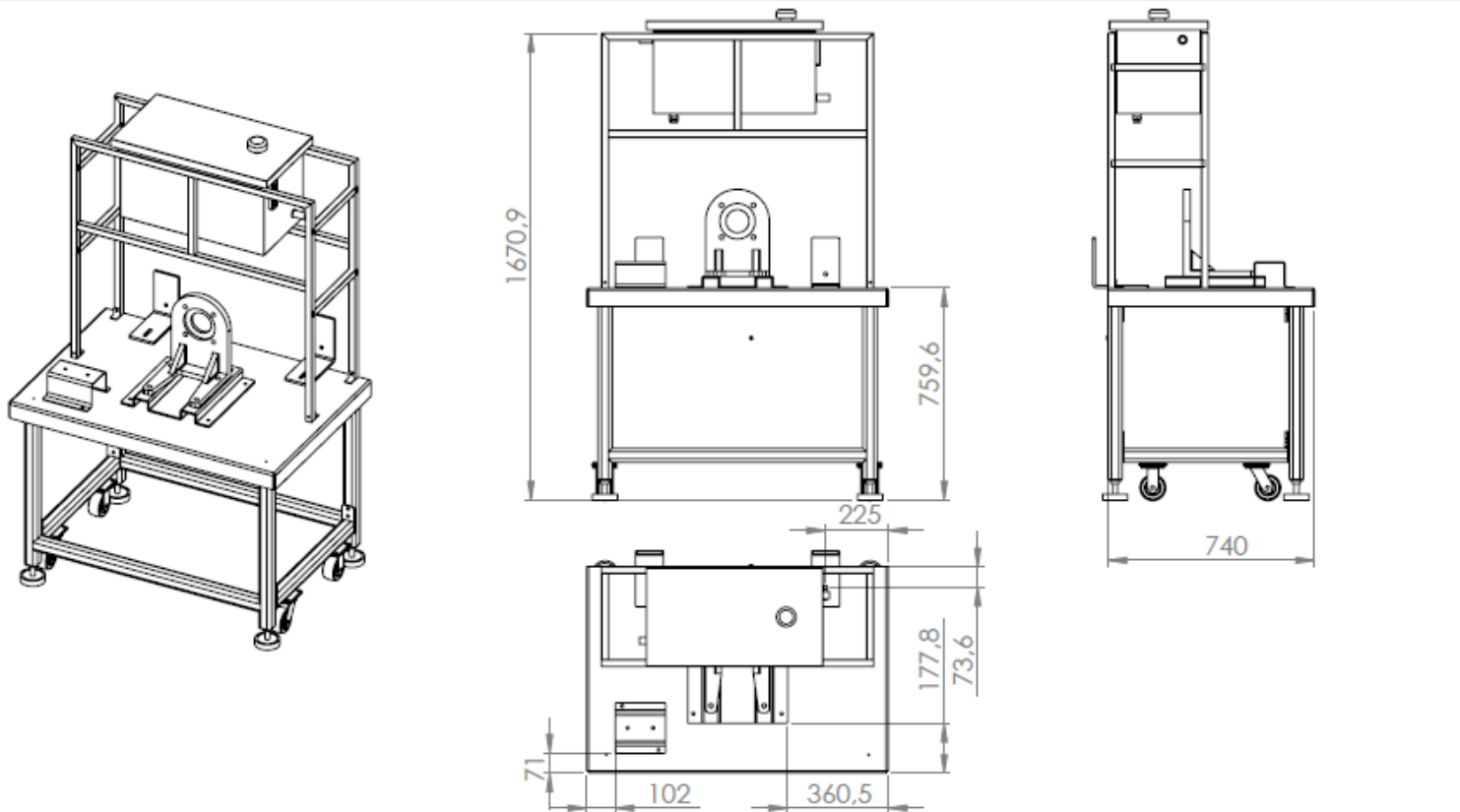
Material de la pieza: ver tabla

UNIVERSIDAD
INDUSTRIAL DE
SANTANDER

Plano: P 08

Nombre: MA1

Escala: 1: 2



Salvo indicacion
contraria todas
las cotas estan
en milímetros

Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza

Dibujó: Sergio Andres Cala

Nombre del proyecto: Banco de pruebas

Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla

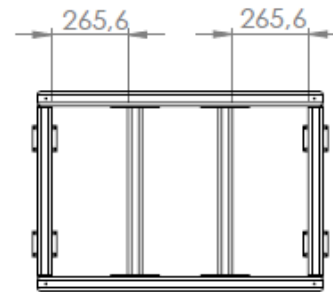
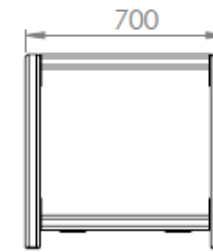
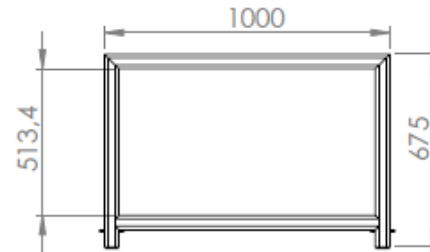
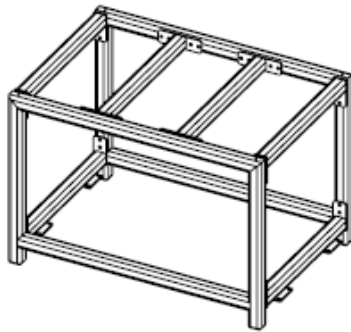
Material de la pieza: ACERO AISI 1045 y 1020

UNIVERSIDAD
INDUSTRIAL DE
SANTANDER

Plano: P 01

Nombre: MA1

Escala: 1: 20



Salvo indicacion
contraria todas
las cotas estan
en milímetros

Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza

Dibujó: Sergio Andres Cala

Nombre del proyecto: Estructura principal

Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla

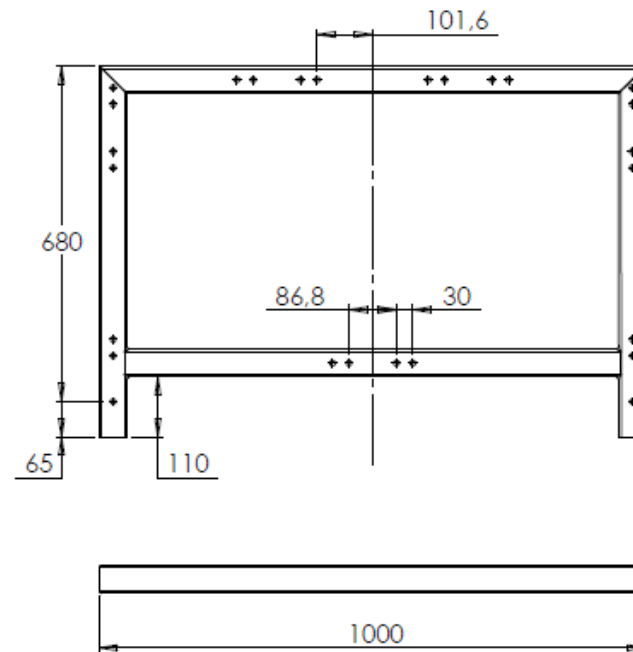
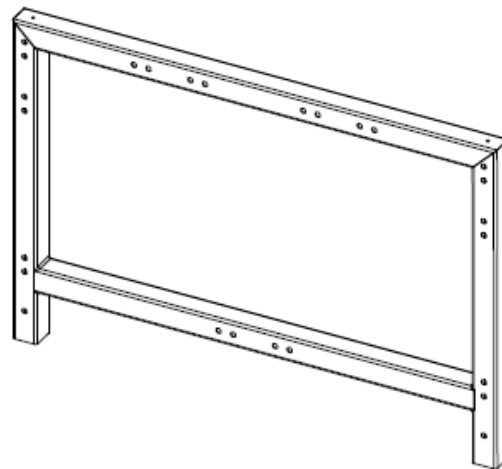
Material de la pieza: ACERO AISI 1020

UNIVERSIDAD
INDUSTRIAL DE
SANTANDER

Plano: P 02

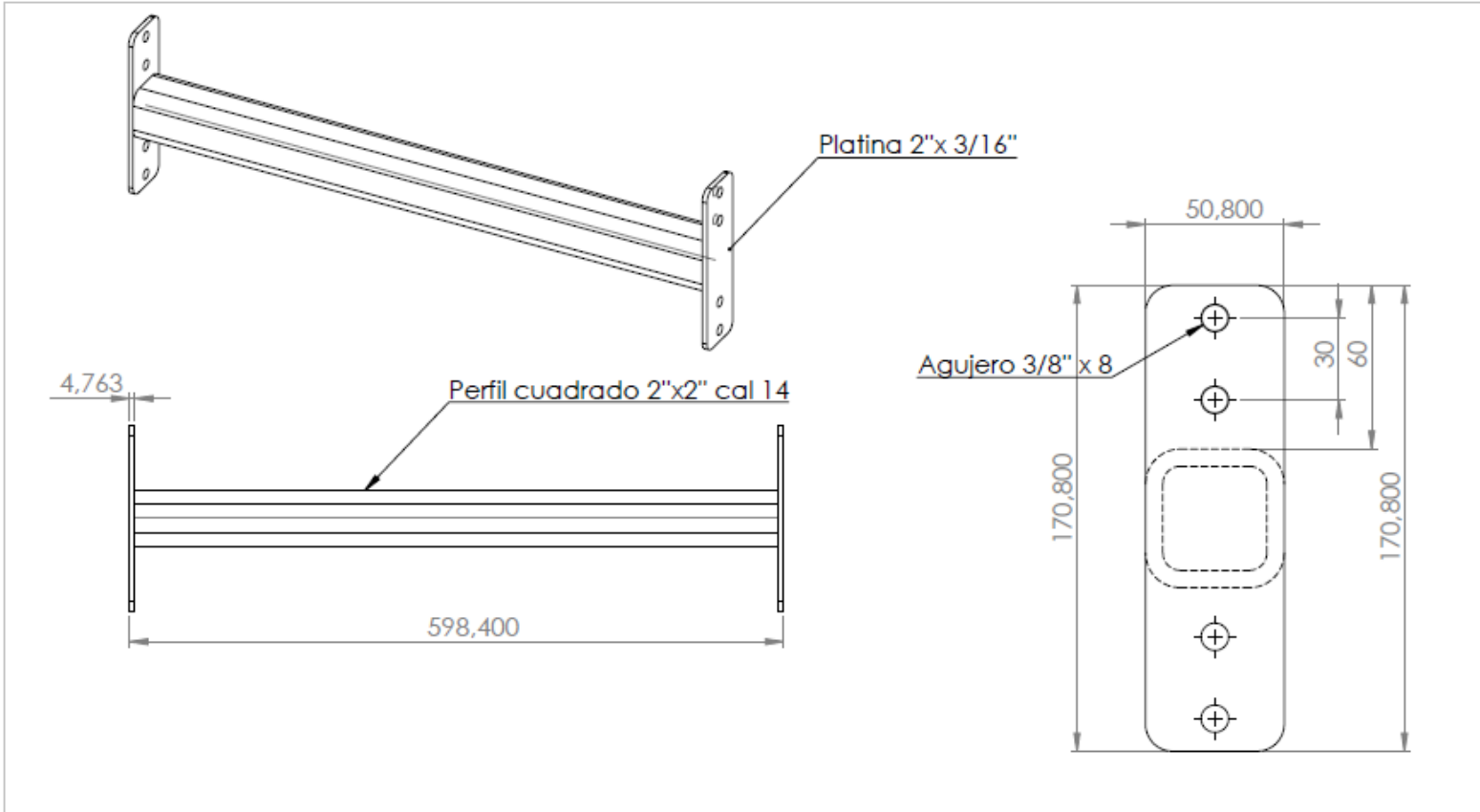
Nombre: MA1

Escala: 1: 20

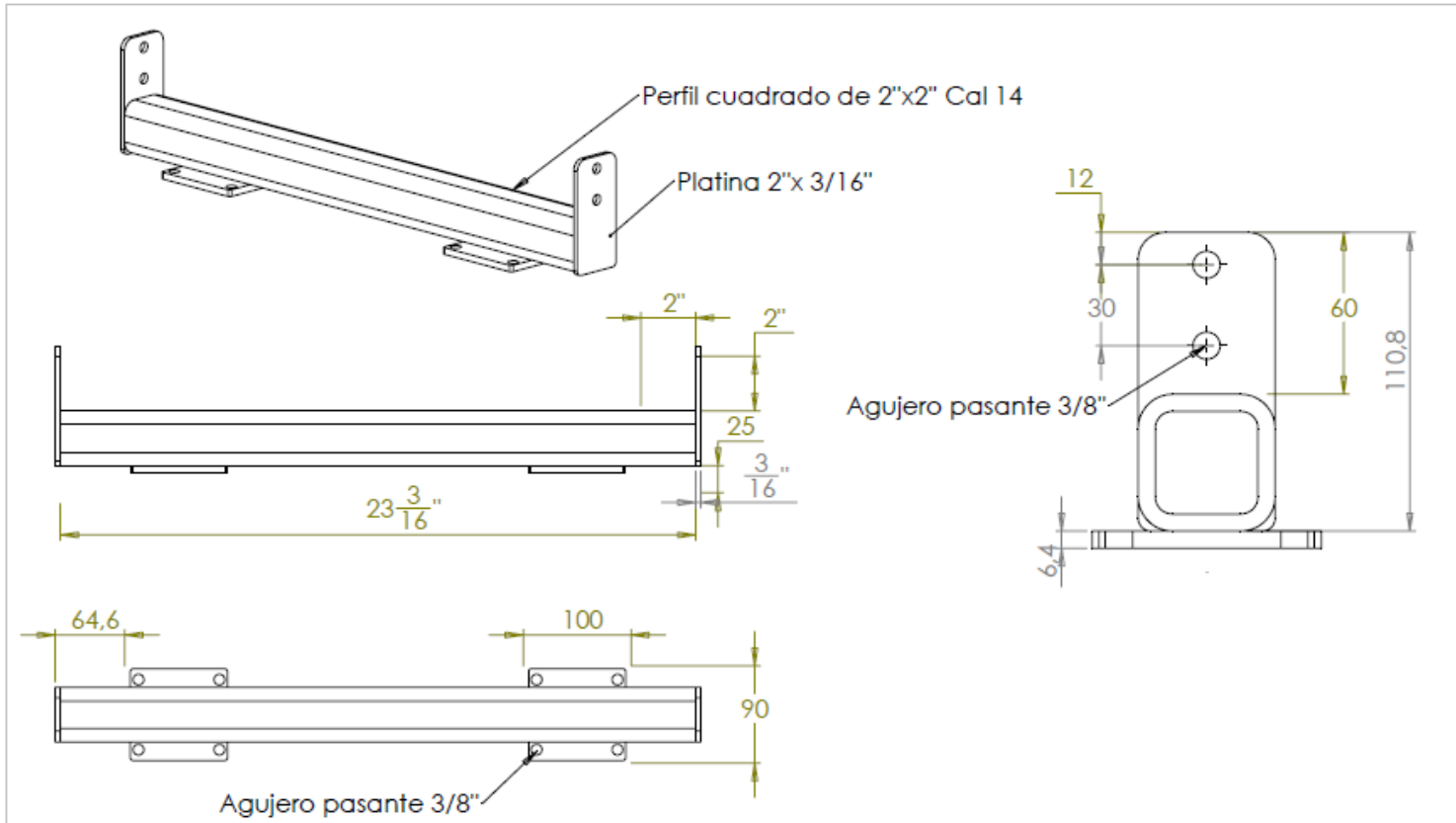


Salvo indicacion
contraria todas
las cotas estan
en Milimetros

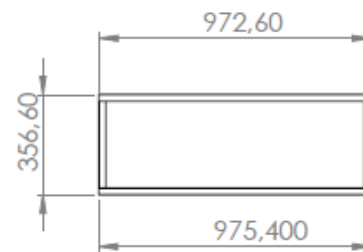
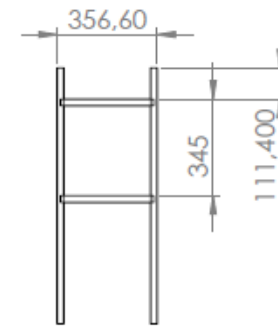
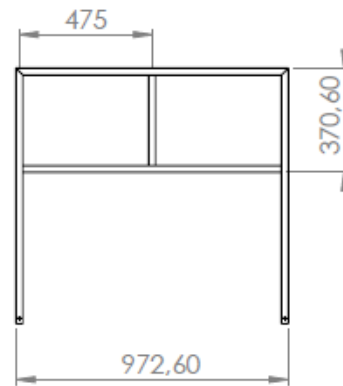
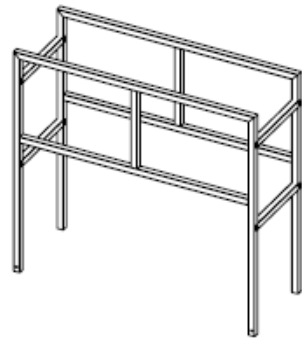
Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Dibujó: Sergio Andres Cala	
Nombre del proyecto:Frontales	Plano: P 07
Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla	Nombre: PF
Material de la pieza: Acero estructural	Escala: 1: 5



Salvo indicacion contraria todas las cotas estan en Pulgadas	Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
	Dibujó: Sergio Andres Cala	
	Nombre del proyecto: Travesaños	Plano: P 14
	Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla	Nombre: MA1
	Material de la pieza: ACERO AISI 1020	Escala: 1: 2



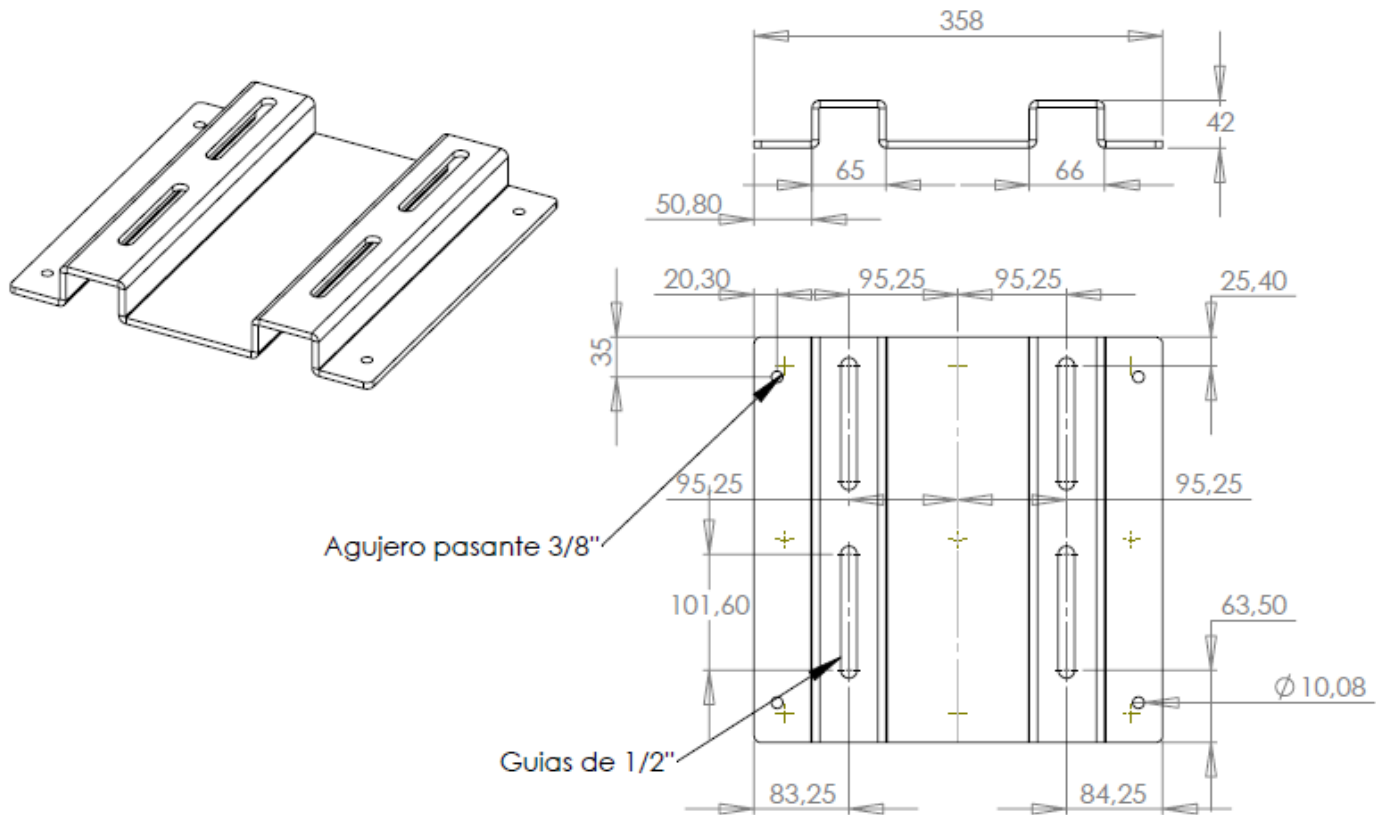
Salvo indicacion contraria todas las cotas estan en milimetros	Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
	Dibujó: Sergio Andres Cala	
	Nombre del proyecto:Lateral inferior	Plano: P 06
	Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla	Nombre: PF
	Material de la pieza: Acero estructural	Escala: 1: 5



Perfil cuadrado 1"x1" calibre 18

Salvo indicacion
contraria todas
las cotas estan
en Pulgadas

Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Dibujó: Sergio Andres Cala	
Nombre del proyecto: Estructura tanque	Plano: P 03
Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla	Nombre: EST TK
Material de la pieza: ACERO AISI 1020	Escala: 1: 20



Salvo indicacion
contraria todas
las cotas estan
en milimetros

Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza

Dibujó: Sergio Andres Cala

Nombre del proyecto: Guia soporte bomba

Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla

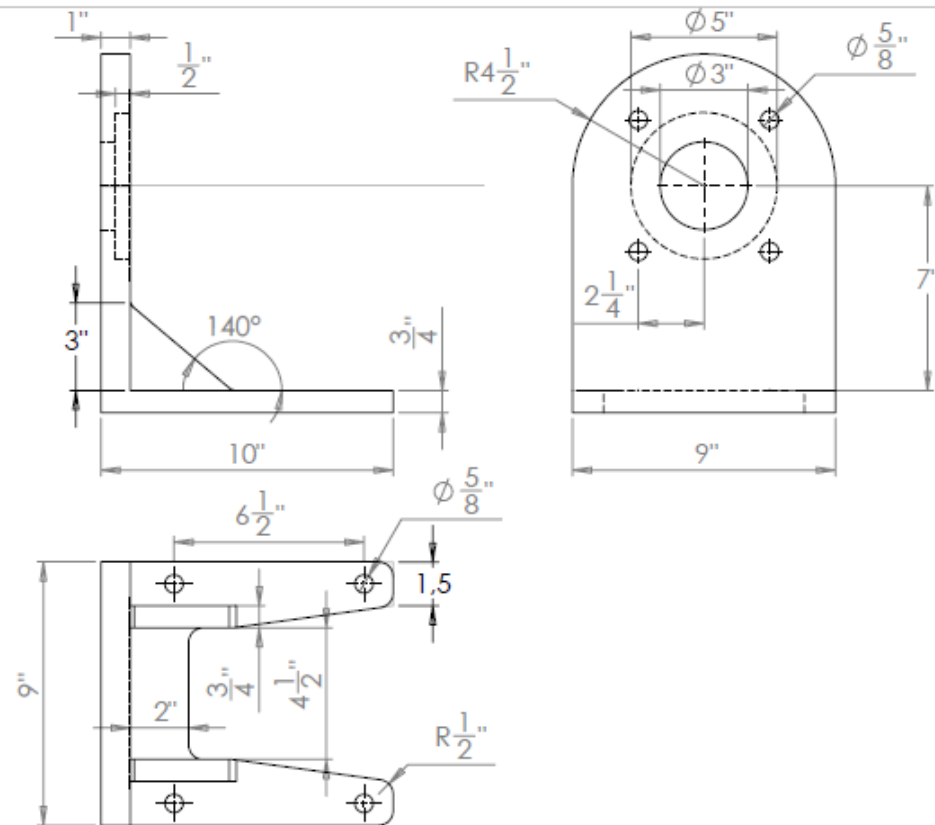
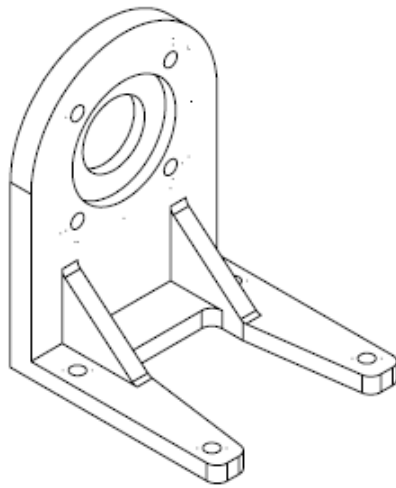
Material de la pieza: ACERO AISI 1020

UNIVERSIDAD
INDUSTRIAL DE
SANTANDER

Plano: P 05

Nombre: GSB

Escala: 1: 2



Salvo indicacion
contraria todas
las cotas estan
en pulgadas

Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza

Dibujó: Sergio Andres Cala

Nombre del proyecto: Soporte bomba

Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla

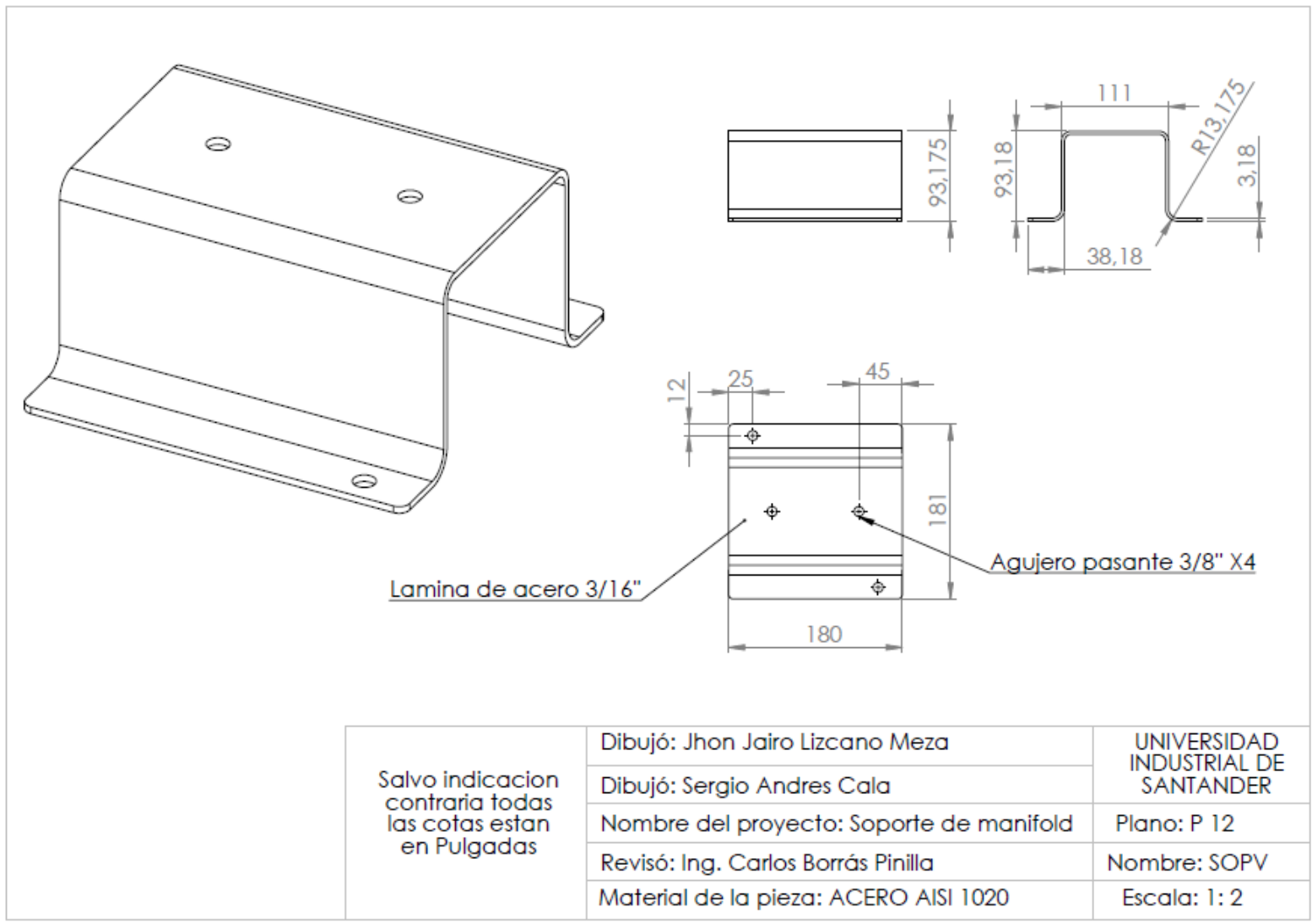
Material de la pieza: Acero 1020 HR

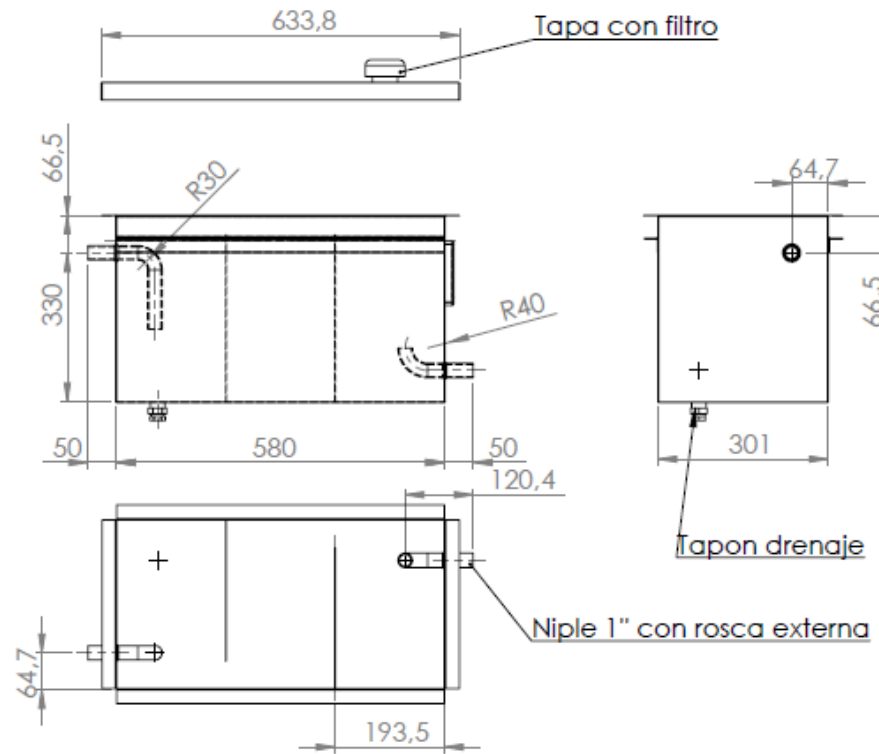
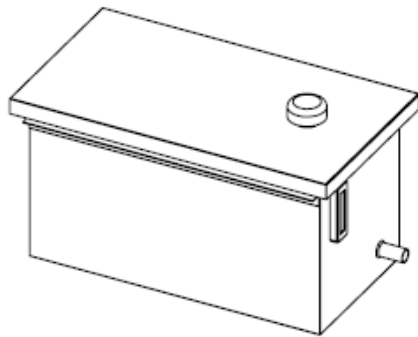
UNIVERSIDAD
INDUSTRIAL DE
SANTANDER

Plano: P 10

Nombre: SB 1

Escala: 1: 5





Salvo indicacion
contraria todas
las cotas estan
en milímetros

Dibujó: Jhon Jairo Lizcano Meza

Dibujó: Sergio Andres Cala

Nombre del proyecto: Tanque de aceite

Revisó: Ing. Carlos Borrás Pinilla

Material de la pieza: Lamina de acero cal 18

UNIVERSIDAD
INDUSTRIAL DE
SANTANDER

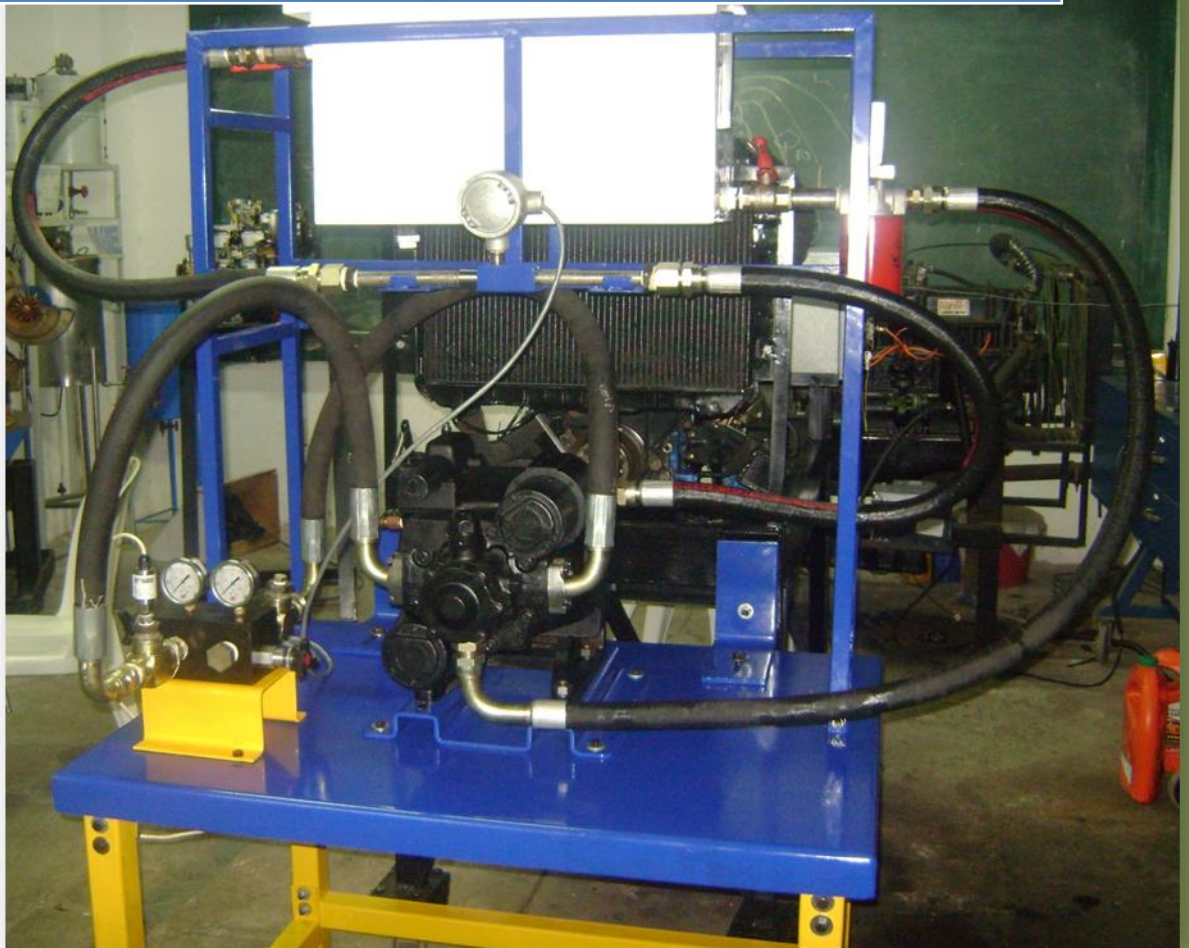
Plano: P 13

Nombre: TK

Escala: 1: 10

ANEXO D

Manual Operación Y Mantenimiento del Banco



CONTENIDO

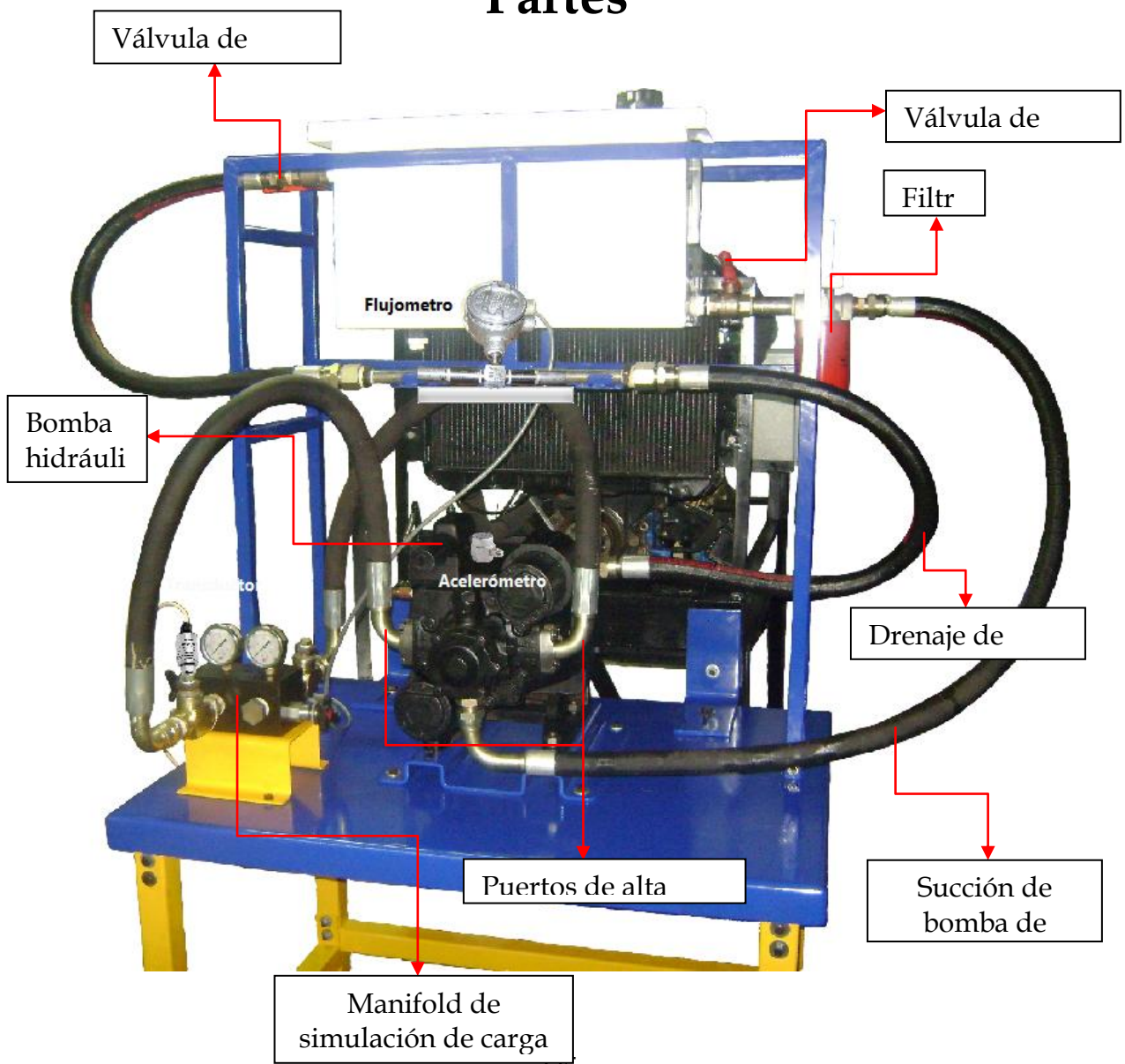
1. Partes del banco de pruebas de bombas de pistones axiales
2. Precauciones y chequeos antes de poner en marcha el sistema
3. Puesta en marcha
4. Mantenimiento general del banco
 - 4.1 Procedimiento para la revisión y/o cambio de platos de presión de la bomba.

Anexos

Plano de despiece de la bomba Eaton 54

BANCO DE PRUEBAS PARA CARACTERIZAR Y MONITOREAR LA CONDICION DINAMICA DE LAS BOMBAS HIDRAULICAS DE PISTONES AXIALES

Partes



PRECAUCIONES Y CHEQUEOS ANTES DE PONER EN MARCHA EL SISTEMA



Es muy importante que antes de poner en marcha la máquina se realice la lectura del manual de operación y mantenimiento, si realizamos una adecuada y correcta instalación de los componentes se tiene en cuenta las recomendaciones de mantenimiento, la maquina no presentara problemas de ningún tipo.

Antes de poner en marcha la máquina tenga en cuenta lo siguiente:

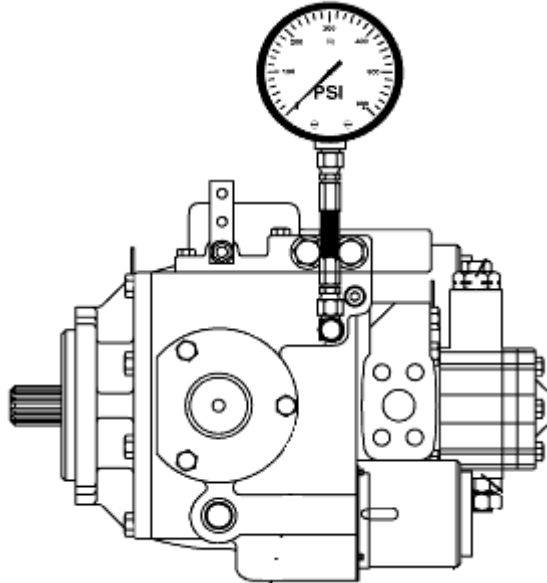
En la unidad motriz (motor diesel)

1. El nivel del tanque de combustible no indica falta del mismo.
2. El radiador se encuentra lleno de agua/refrigerante.
3. El nivel de aceite es el que indica el medidor, que debe tener
4. La batería tiene conectado correctamente los bornes positivo y negativo.

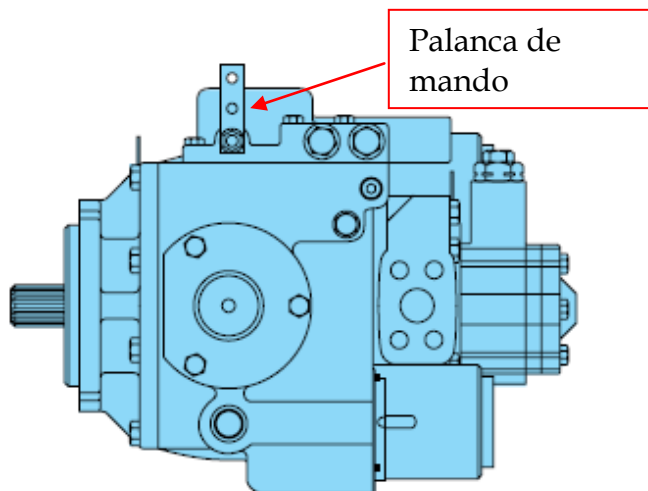
En el banco hidráulico

5. **Ojo!**... Chequee que las válvulas de succión y retorno de aceite al tanque estén abiertas. El no hacer esto podría causar serio daños a la bomba al momento de ponerla en marcha.
6. Revise que el indicador de nivel de aceite hidráulico no marque nivel bajo. El aceite que utiliza el sistema es *Shell Tellus ISO 68*.
7. Verifique que el filtro, racores, uniones y mangueras están ajustadas correctamente y que no haya fugas de aceite entre estos elementos.

8. Chequee que la carcasa de la bomba está llena de aceite soltando el manómetro de la bomba y oprimiendo con un dedo el cono del racor. Si sale un poco de aceite esta ok, de lo contrario suelte la manguera de drenaje de la bomba y proceda con un embudo a llenarla de aceite hidráulico *Shell tellus 68*.



9. La bomba está en neutro. La palanca de mando de la servoválvula de control de caudal está en la posición que muestra la figura, para que la bomba inicie sin carga.



- 10.Las válvulas de cartucho del manifold de simulación de carga se encuentran abiertas o sin carga.
- 11.El ajuste de los tornillos de la junta cardán al motor y bomba es adecuado y la junta se encuentra engrasada.
- 12.Revise que el banco este firme y no tenga pata coja. De ser así revise los pies niveladores y ajuste hasta que banco este firme y bien anclado al suelo.

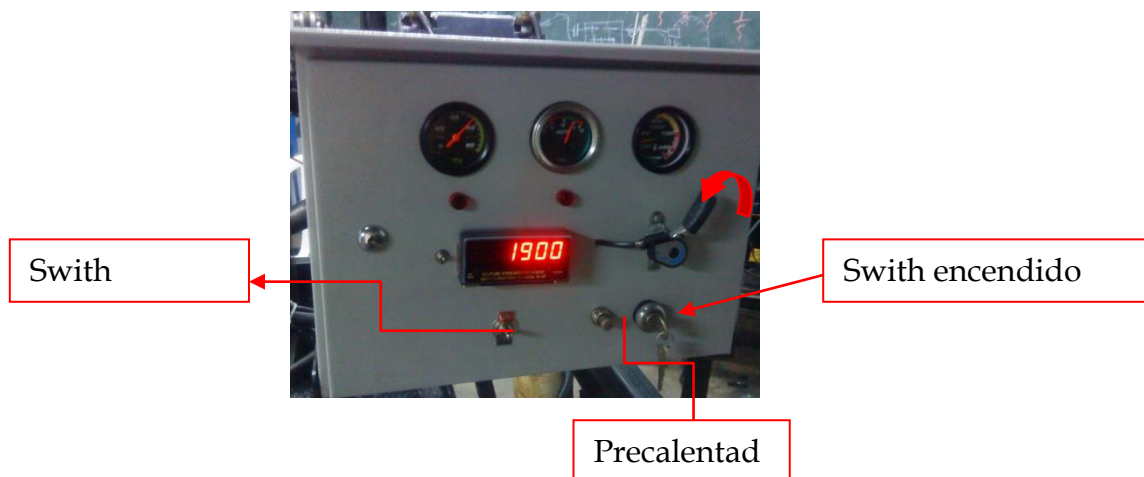
PUESTA EN MARCHA



Si ya verifico los ítems anteriores ya podría poner en marcha el sistema, de lo contrario deténgase y léalos.

El procedimiento para poner en funcionamiento el sistema es el siguiente:

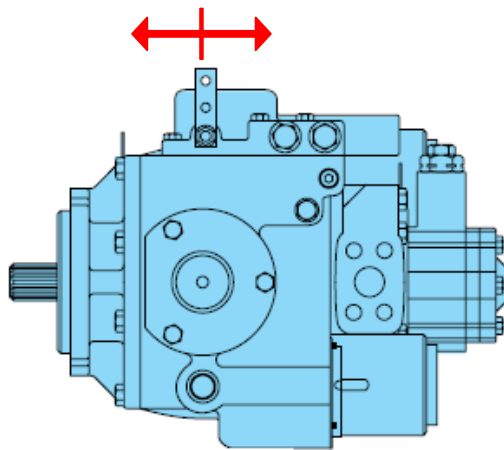
1. Ubíquese en el panel de control del motor y abra un poco el switch de encendido del motor hasta que el indicador de carga marque 12V. Proceda a encender el tacómetro digital y el ventilador.



2. Precaliente el motor presionando en botón de precalentamiento ubicado a la izquierda del switch de encendido del motor por cerca de 10 segundos y luego abra todo el switch de encendido del motor para poner en marcha el motor y por consiguiente todo el sistema acoplado. Chequee que no se presente ningún ruido extraño.
3. Para verificar visualmente el buen funcionamiento de la bomba verifique que el manómetro de la bomba está marcando 200-

250Psi. La bomba en estas condiciones se encuentra en neutro, no está descargando flujo!.

4. Para que la bomba descargue flujo por las mangueras de alta presión debemos manipular la palanca de la servoválvula de control de flujo y moverla hacia adelante y hacia atrás, dependiendo de la dirección a la que se quiera descargar. Los manómetros del manifold de simulación de carga deben marcar en esta posición 100-300 Psi ya que no hay carga.



5. Para subir la presión del sistema ponga en neutro la bomba (palanca a 90° con respecto al plano horizontal) y cierre un poco la válvula que desee tarar, o las dos, luego mueva la palanca de la bomba y observe la presión que marca el manómetro. Siga este procedimiento hasta que el sistema tenga la presión a la que desea monitorear la bomba. El rango de presión a la que el sistema opera es de 0-1000 Psi!

NOTA: Si por algún motivo el motor muestra señales de humo por el cuerpo o el indicador de temperatura del panel de control está marcando alta temperatura (por encima de 200°F),

inmediatamente ponga la bomba en neutro y apague el motor cerrando el swith de encendido.

MONITOREAR BOMBA

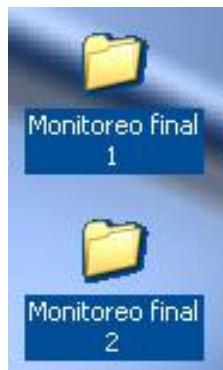


El banco cuenta con un sistema de adquisición de datos para monitorear algunas variables de interés en la bomba hidráulica, estas son:

- Flujo y eficiencia volumétrica
- Presión de descarga
- Vibraciones mecánicas

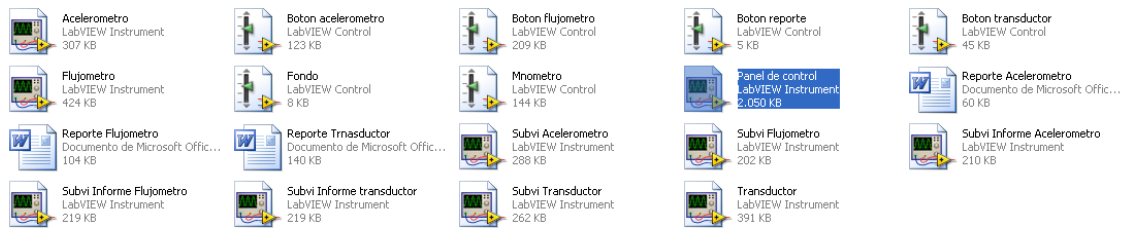
Manejo de la interfaz

Existen dos carpetas **Monitoreo final 1** y **Monitoreo final 2** en cada una de estas carpetas se encuentra la interfaz del banco de pruebas pero cada una tiene una presentación diferente.



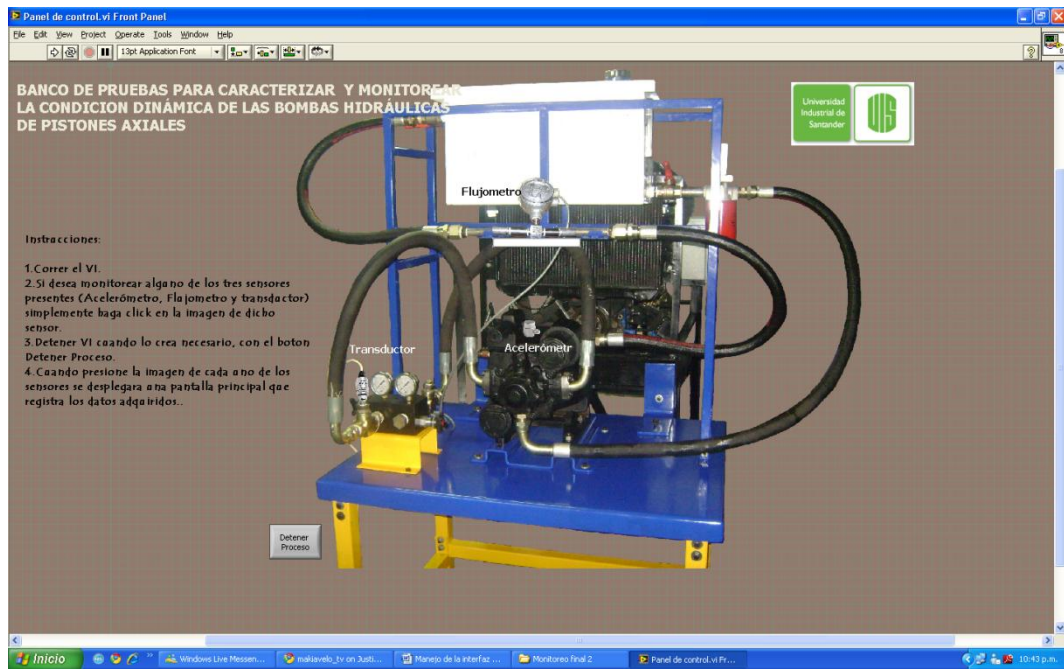
Para la primera carpeta Monitoreo final 2:

Para ejecutar el programa es necesario darle doble click al icono de labview con el nombre de **Panel de control**.

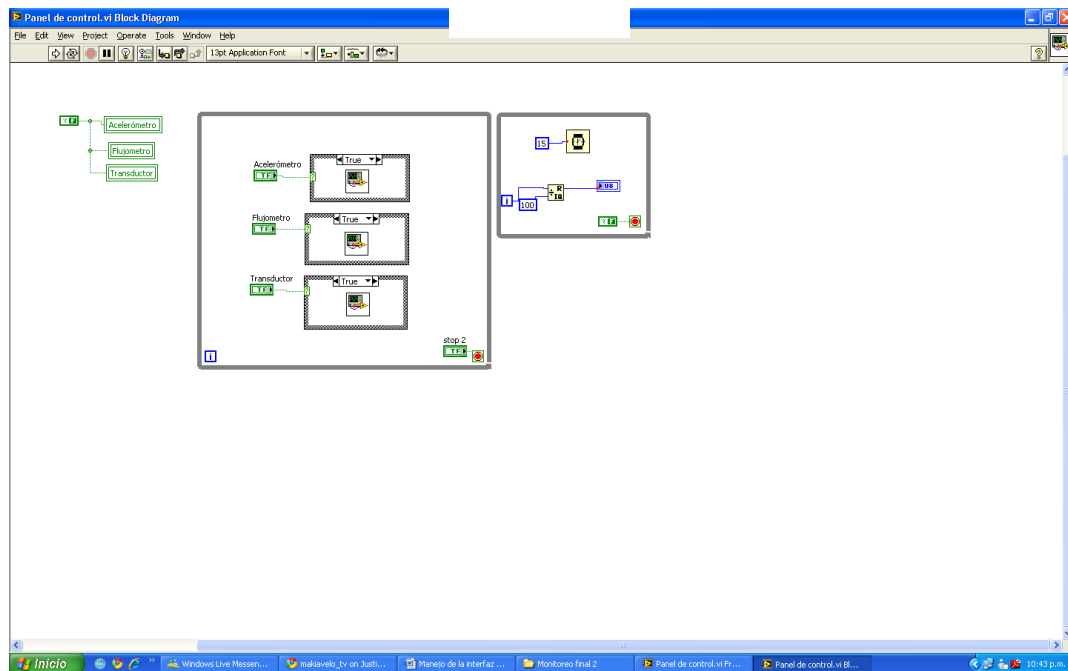


Una vez abierta la interfaz se procede presionar la combinación **Ctrl+E** para pasar del panel frontal de **Labview** al panel de programación, esto se hace únicamente cuando abrimos la interfaz por primera vez en un computador diferente para poder modificar las direcciones en donde se van a guardar los informes generados del monitoreo del banco de prueba.

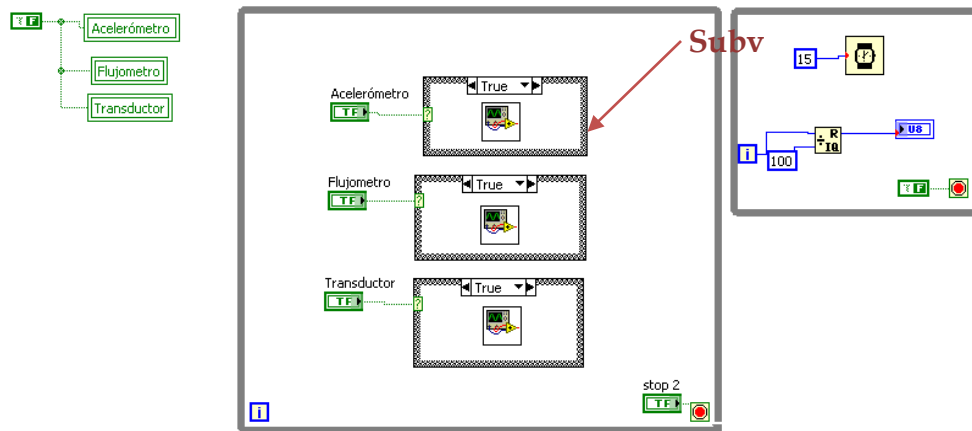
Panel frontal



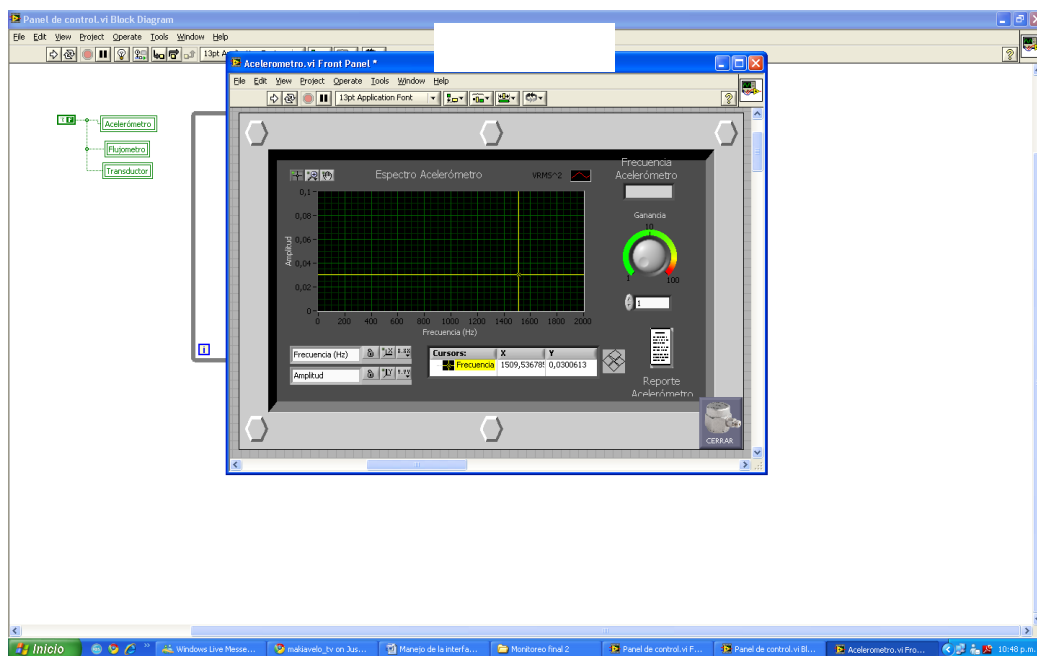
Panel de programación



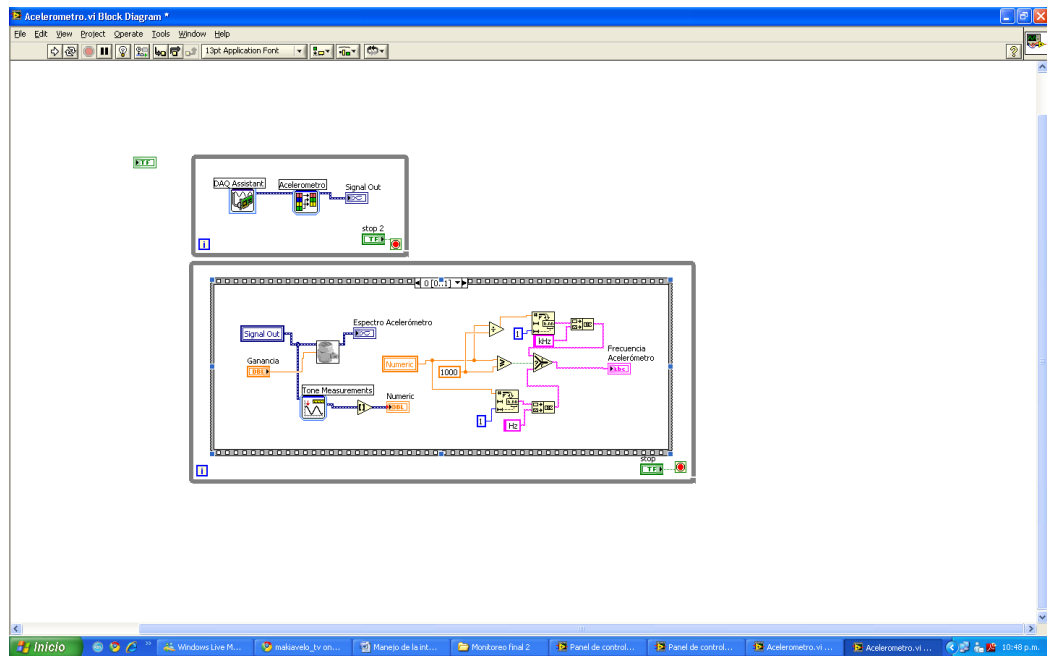
Para modificar las direcciones de los reportes que se van a generar es necesario dar doble click en cada subvi y seguir las instrucciones:



Al darle doble click al subvi aparece otro panel frontal de labview en este caso el del acelerómetro.

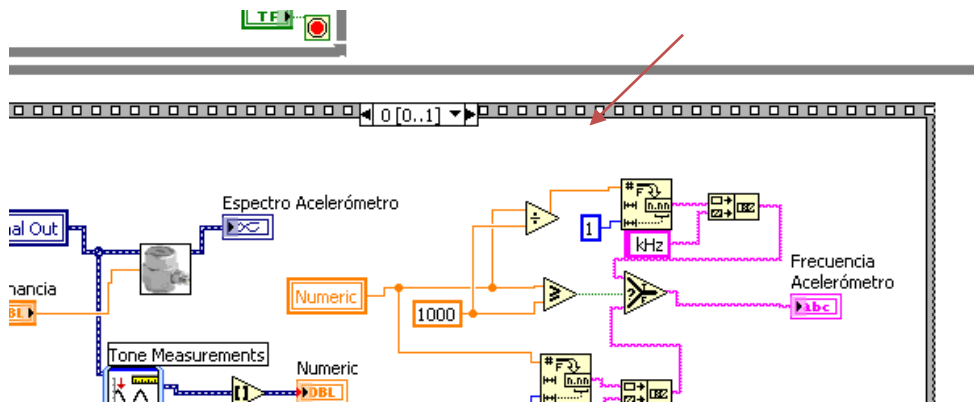


Volvemos a dar la combinación **Ctrl+E** para pasar al panel de programación de este nuevo subvi(ahí es donde vamos a modificar la dirección del reporte).

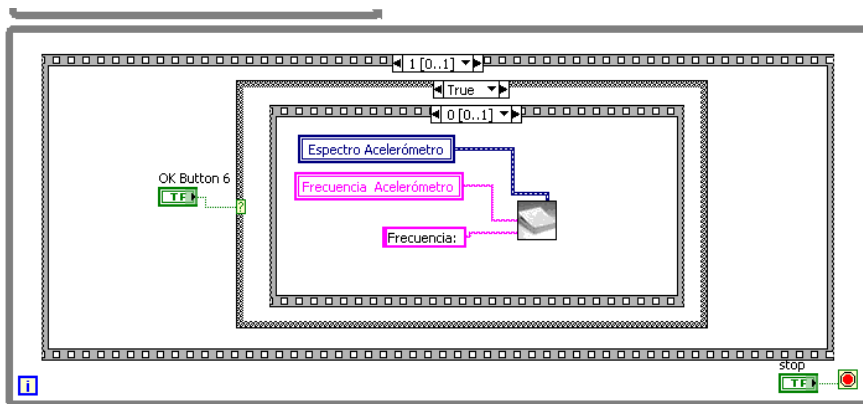


Bueno lo hicimos para la carpeta... final 1 es necesario pasar al frame 1 para modificar lo que nos interesa.

Frame 0

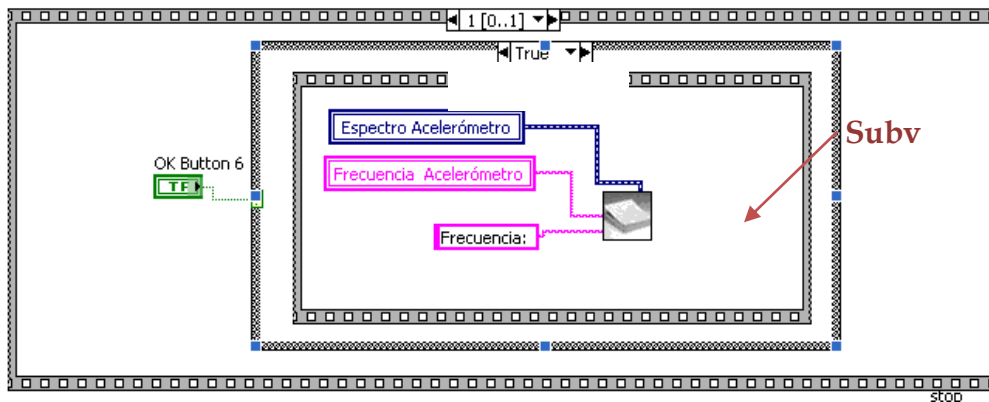


Frame 1

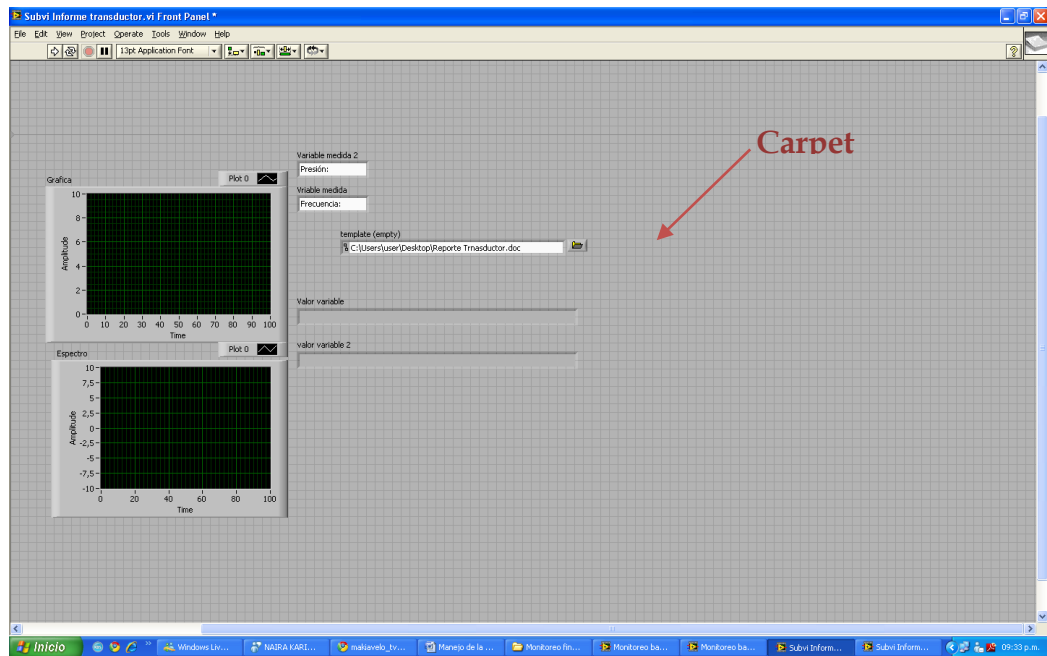


En este punto realizamos lo mismo que hicimos para la carpeta monitoreo final 1. Es decir:

Lo único que hay que hacer es dar doble click en cada uno de los de los subvi y modificar lo siguiente:

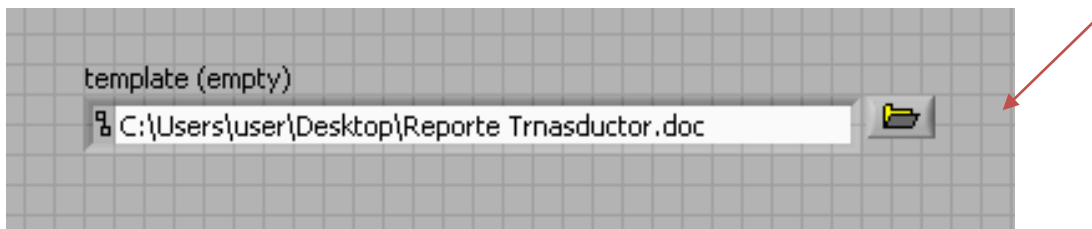


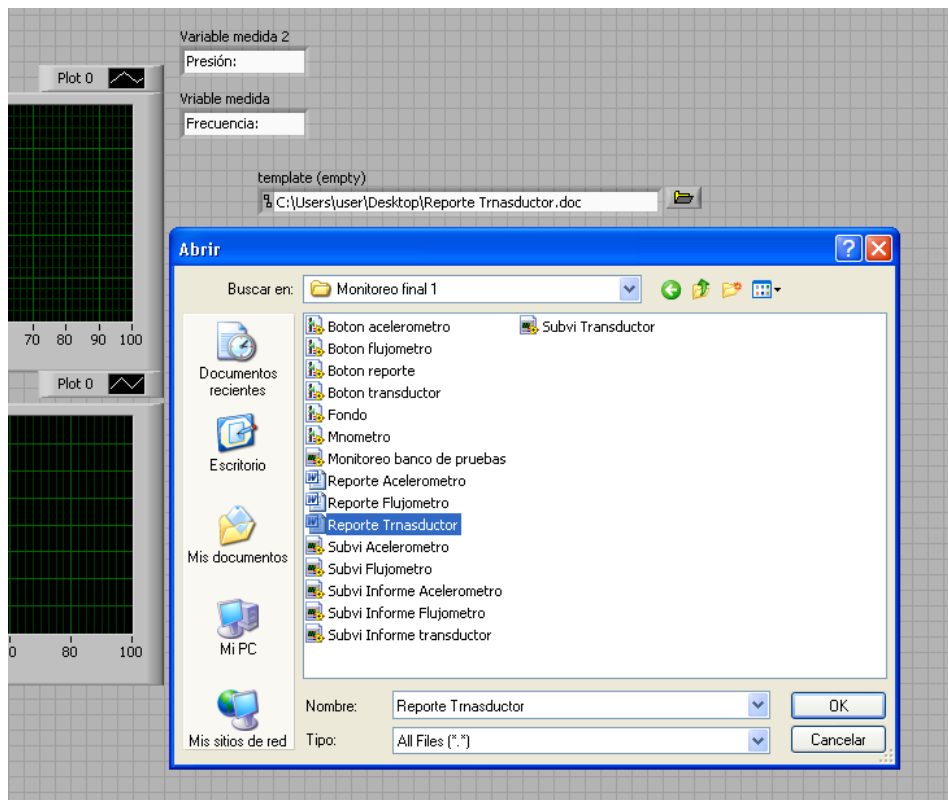
Al darle doble clic al subvi aparecerá algo así:



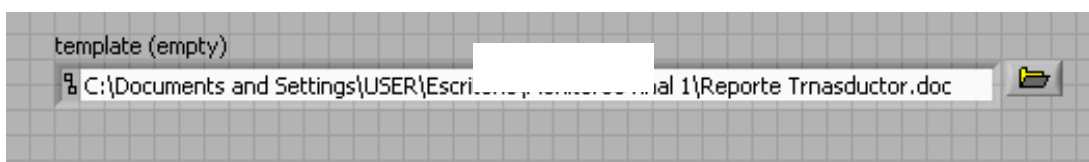
Lo que hay que hacer es modificar la dirección donde se encuentra el documento de Word para cada reporte (en este caso para el transductor), esto se hace dándole click ala carpeta pequeña y explorar por el pc donde se encuentra el documento que me interesa (en este caso reporte transductor).

Nota: los tres documentos (reporte transductor, reporte acelerómetro y reporte flujometro) van dentro de la carpeta monitoreo final 1.



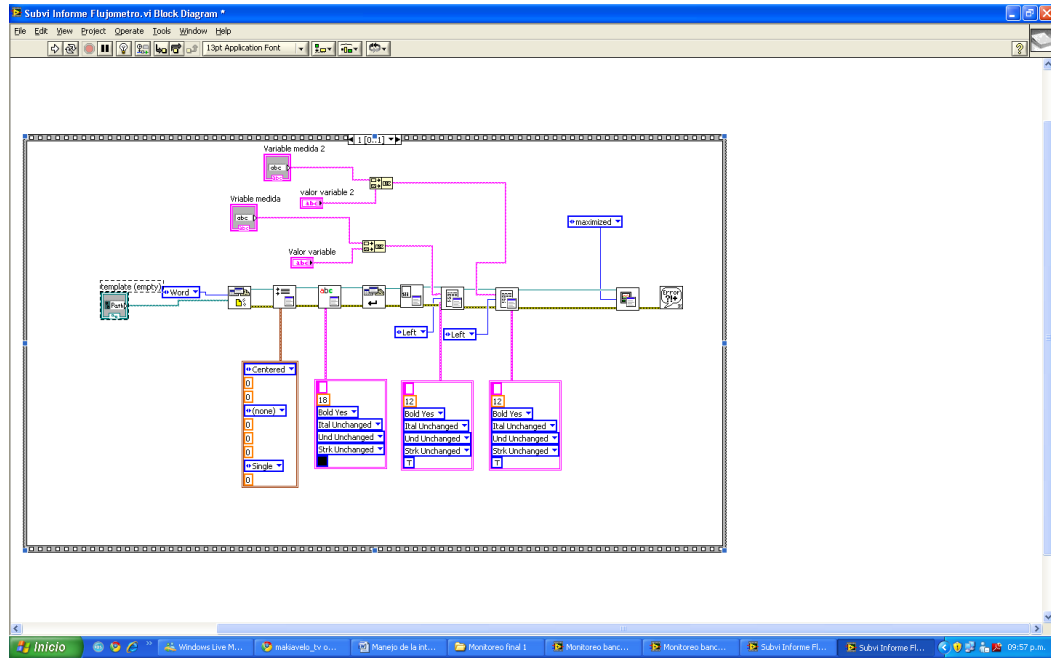


En mi caso la carpeta monitoreo final 1 se encontraba en el escritorio y por dentro de ella el documento de Word reporte transductor, simplemente lo seleccionamos y le damos OK para guardar la dirección.

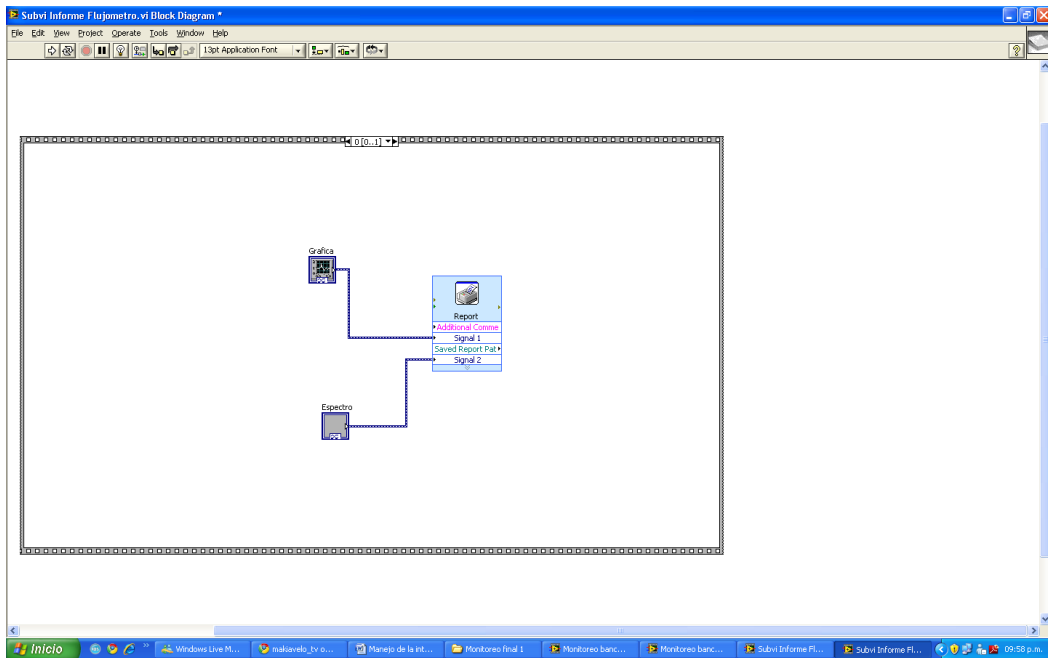


Ahora es necesario también modificar otra dirección para que todo quede perfecto, desde el mismo panel frontal anterior damos ctrl+E para ir a la programación y cambiamos al frame 0 (de igual manera que lo hicimos anteriormente para llegar a este citio) del único sequence que se encuentra ahí.

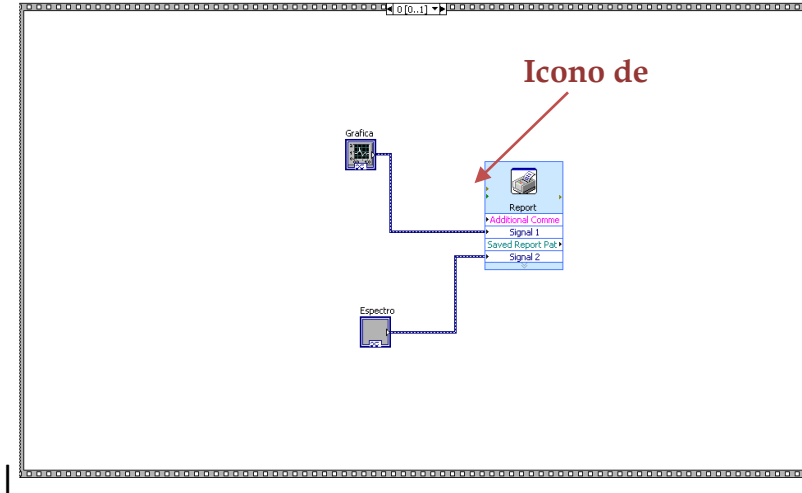
Frame 1



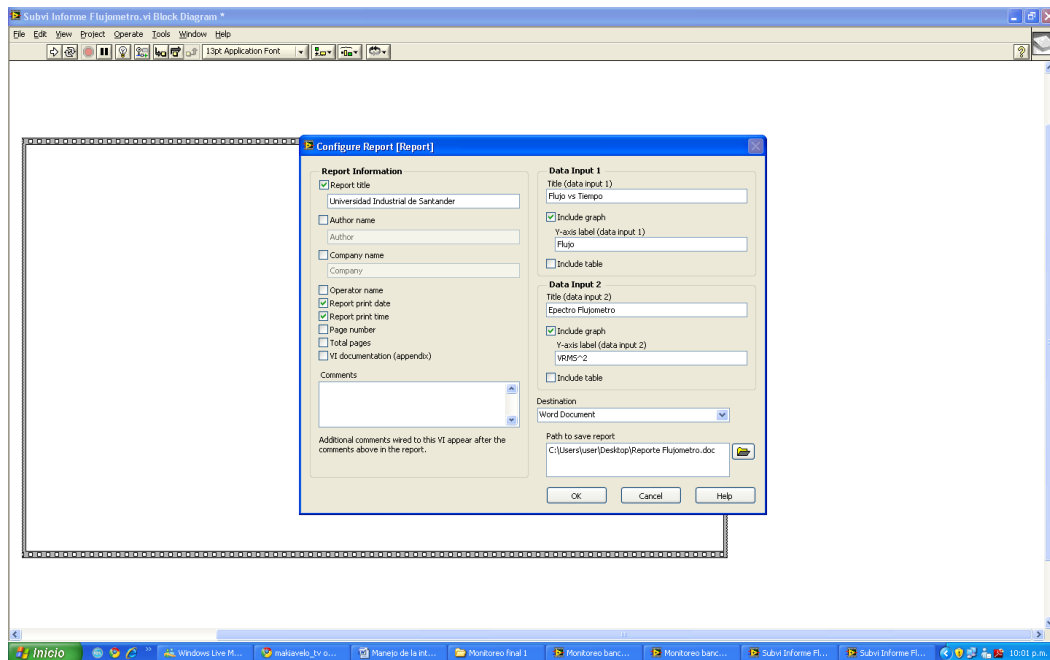
Frame 0



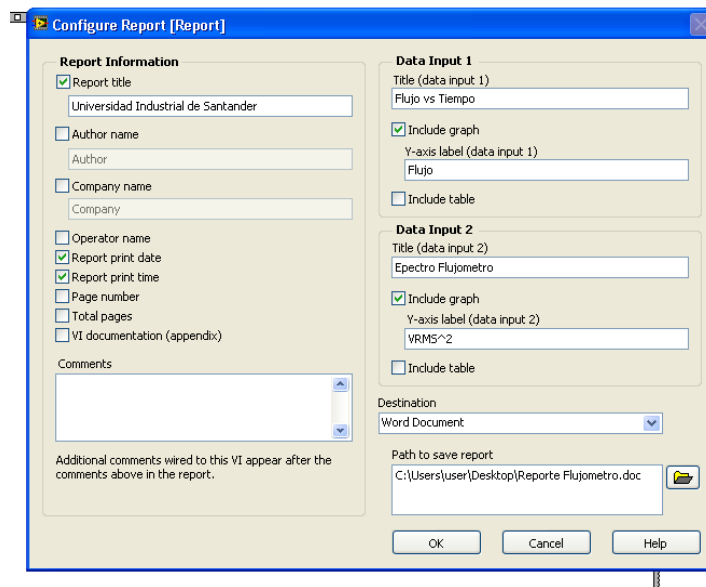
Una vez dentro del frame 0 simplemente damos doble click en el icono de reporte.

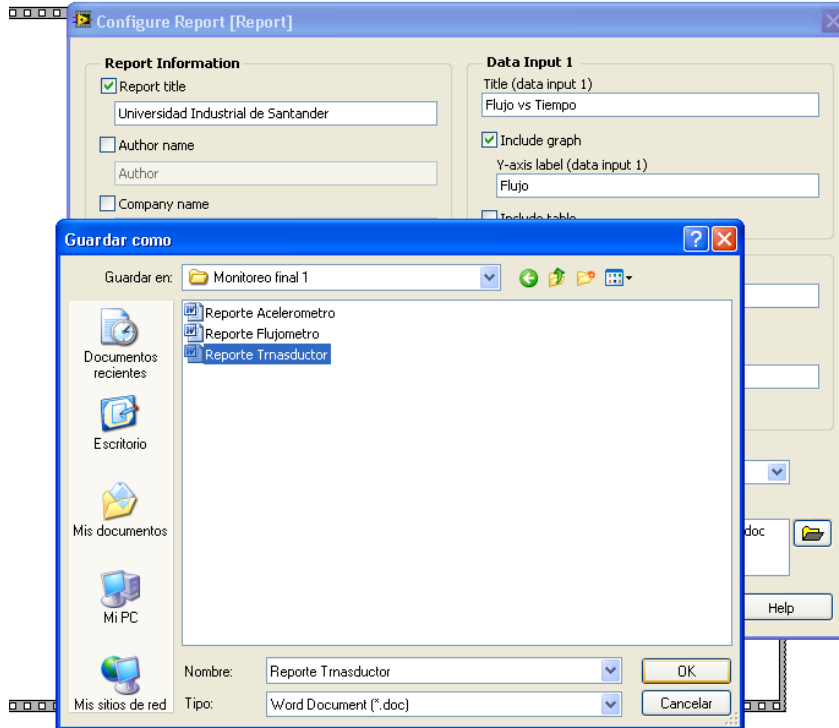


Al darle doble click aparece lo siguiente:

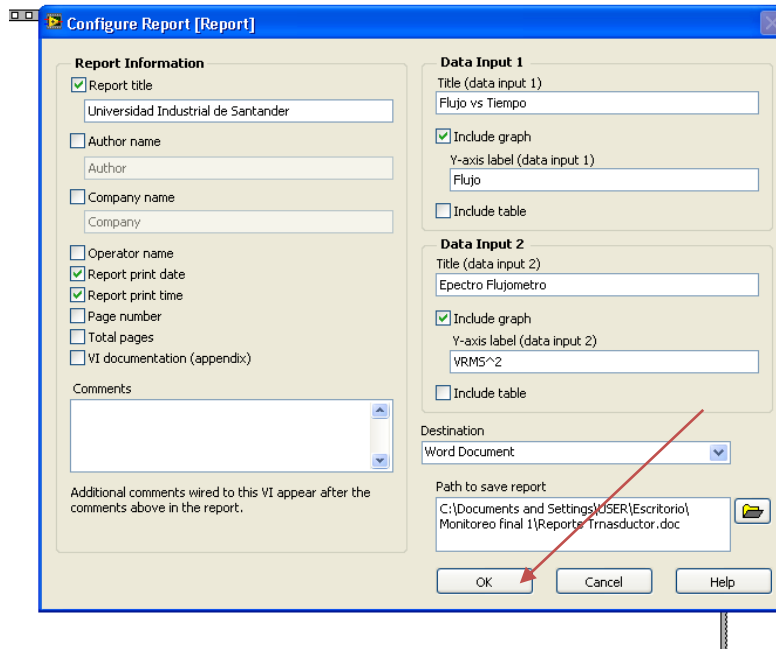


Y lo único que es necesario hacer para que todo salga bien es ir y presionar la carpeta y buscar la misma dirección donde se encuentra el documento de Word que nos interese (en mi caso el reporte transductor que se encuentra en el escritorio en la carpeta monitoreo final 1).

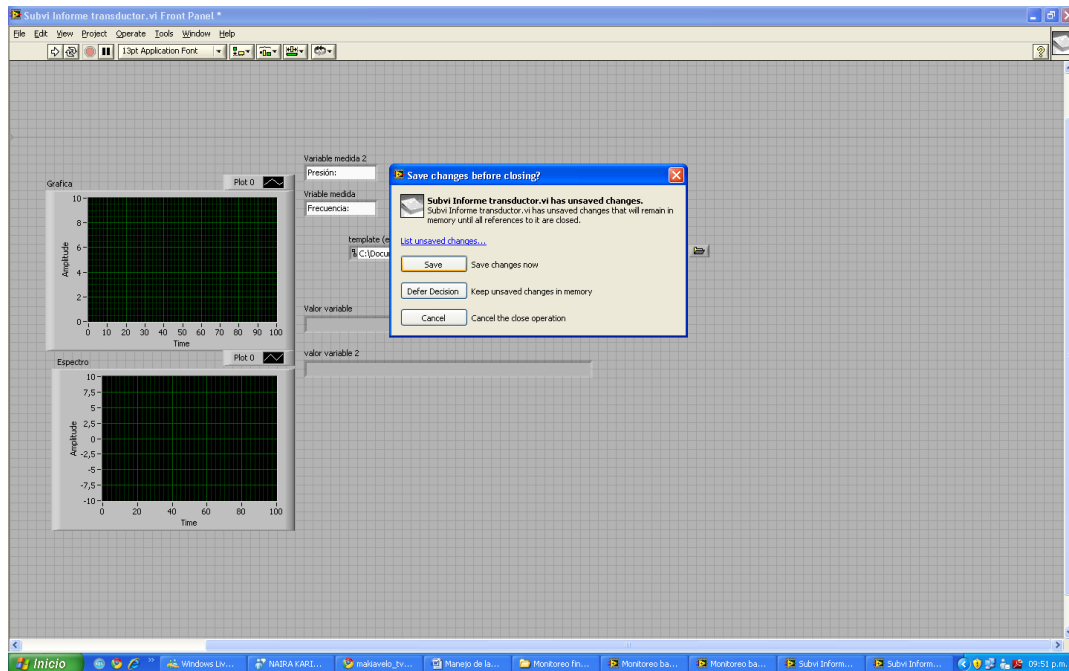




Le damos ok para guardar y seguido de eso volvemos a dar ok en la ventana de configuración del reporte.



Seguido de esto simplemente le damos cerrar tanto al panel de programación como frontal del subvi y cuando nos pida que si deseamos guardar le damos que sí.



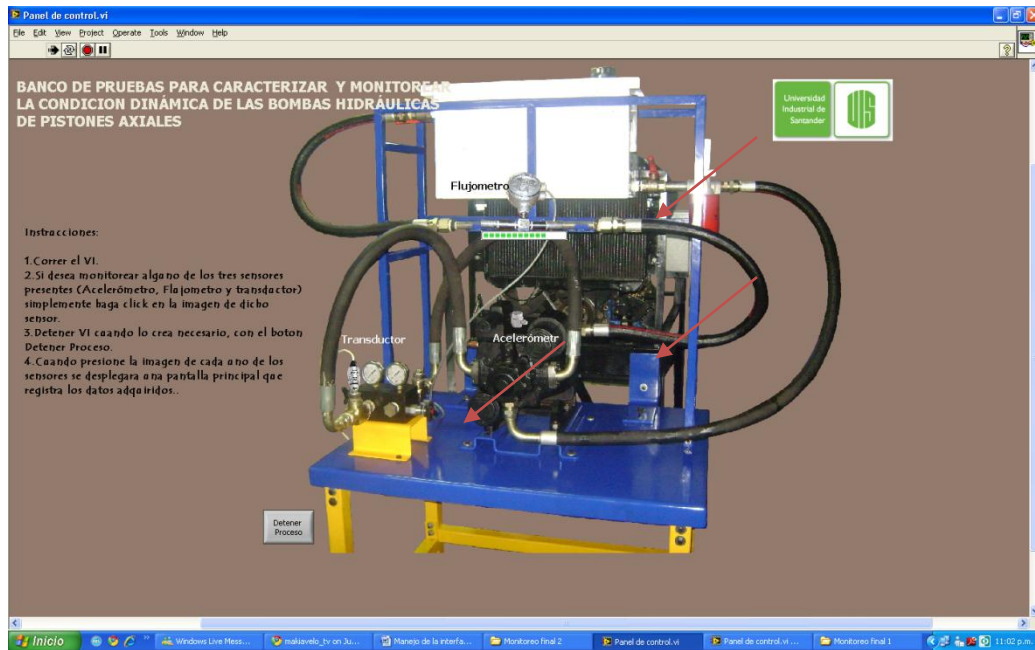
A continuación hacemos lo mismo para los dos siguientes subvi para cambiar la dirección de cada reporte. (Con esto aseguramos que la dirección donde se va guardar el reporte quede correctamente en el nuevo pc que se abrió la interfaz).

Ahora si se puede empezar a correr la interfaz para nuestro monitoreo del banco de pruebas.

Para que la interfaz empiece a funcionar es necesario darle run, este botón se encuentra en la parte superior izquierda y tiene forma de flecha.

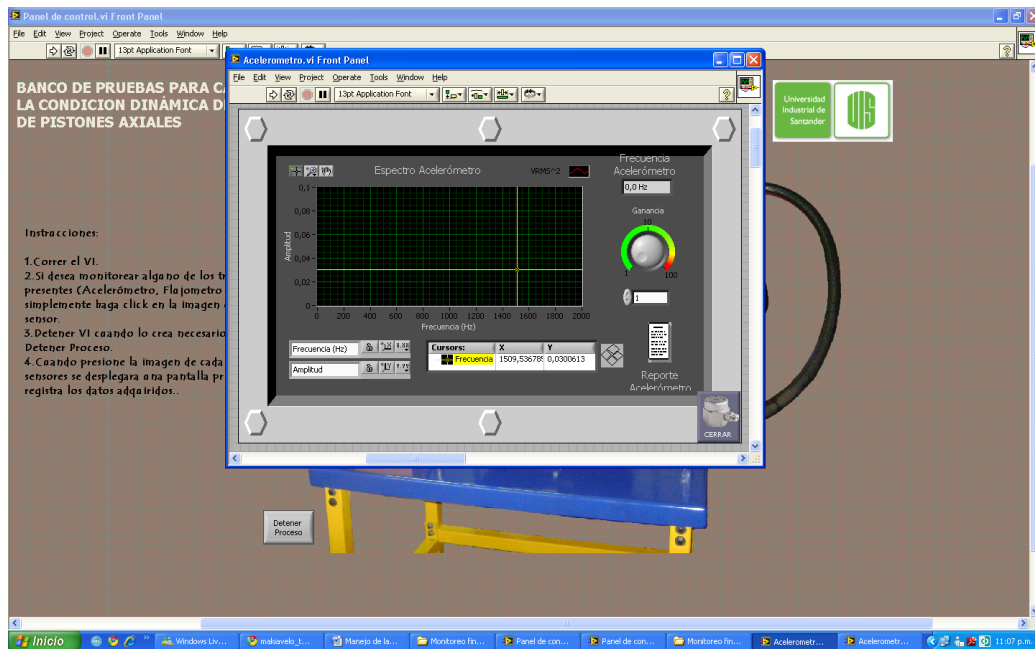


Una vez este corriendo y queramos ver algún tipo de señal de cualquier sensor solo es necesario darle click a la foto del sensor que nos interesa.



Cuando se presiona cualquiera de los sensores aparecerá un entorno donde se encuentra la visualización de las señales de entrada y su respectivo análisis ya sea flujo presión y demás.

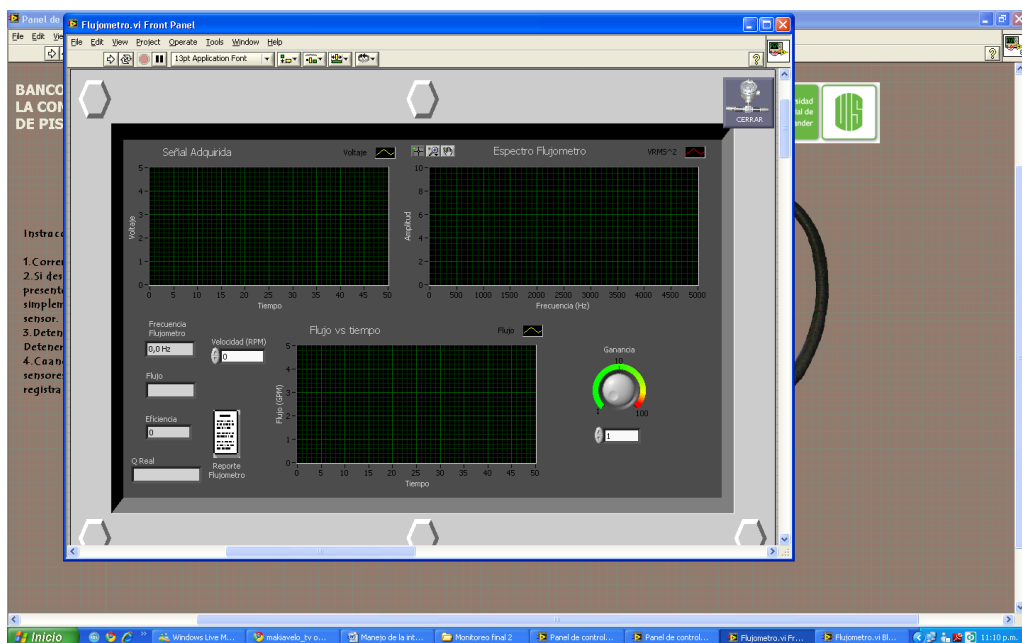
Acelerómetro



El manejo de este entorno es muy sencillo solo tenemos una perilla que permite aumentar la ganancia del espectro por si las señales son muy pequeñas, y un botón en forma de hoja que al presionarlo me genera el informe en el documento de Word configurado anteriormente. También cuenta con unos cursores dentro del entorno grafico para posicionar alguna frecuencia o amplitud que quiera medir (ojo este cursor está presente en todos los entornos y sirve para lo mismo).

Si queremos ver ahora otro sensor y quitar el anterior simplemente le damos click en cerrar el panel frontal del acelerómetro para quitar el entorno del acelerómetro y le damos click a cualquiera de las demás imágenes de los sensores.

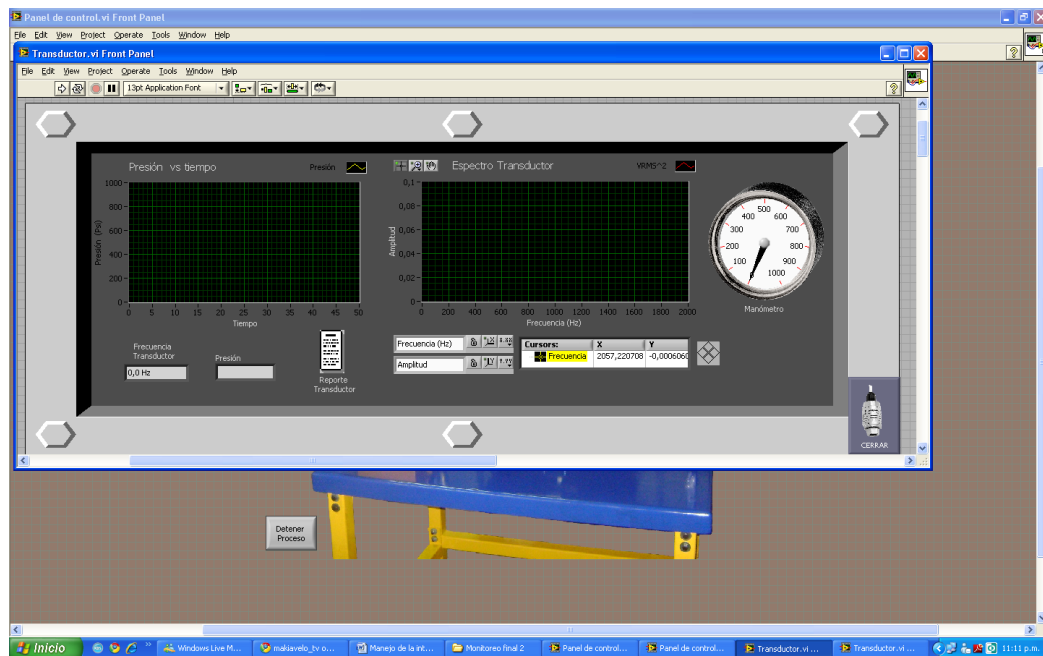
Flujometro



El manejo de este entorno también cuenta con una perilla igual que el anterior para ajustar la ganancia, a su vez cuenta con un display para ingresar la velocidad a la que se encuentra el motor y poder así calcular la eficiencia y el flujo real, también hay un botón para generar el reporte. Lo demás es monitoreo no se puede modificar.

Igual como lo hicimos anteriormente si quiero ver otro sensor y quitar el entorno anterior simplemente presiono cerrar del panel frontal del sensor y presiono el sensor faltante.

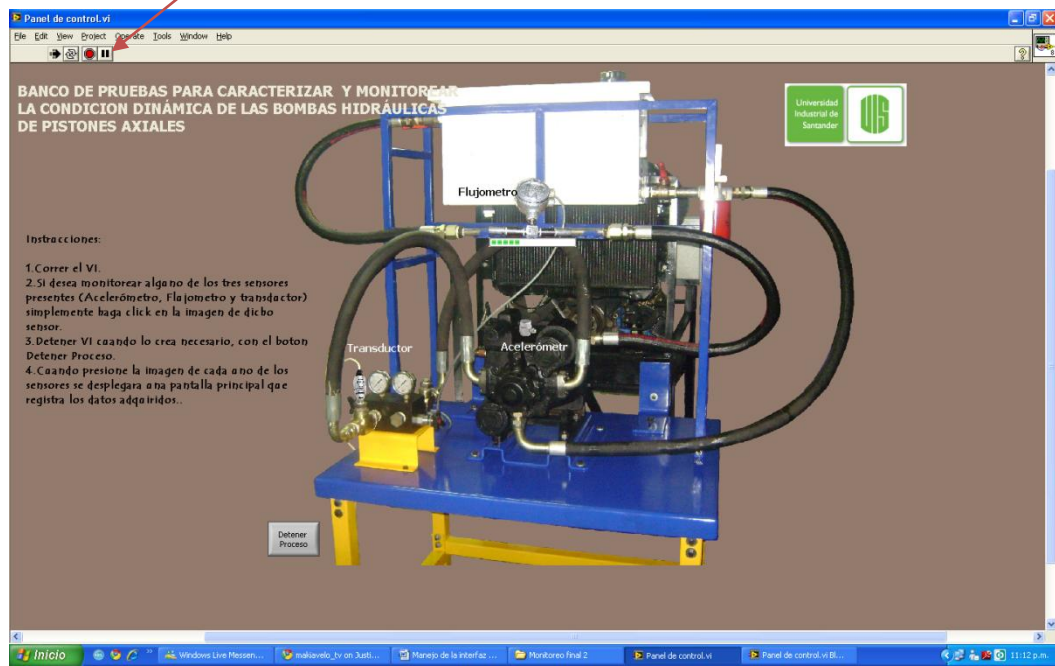
Transductor de presión



En este entorno solo se puede controlar el botón de generar informes. Y lo demás es de monitoreo y presentación de datos.

Nota: si quiero ver los tres entornos a la vez simplemente presiono los tres sensores y listo.

Si en algún momento quiero detener la interfaz simplemente presiono el botón stop que se encuentra en la parte superior izquierda del panel frontal que tiene forma de círculo y es de color rojo.



MANTENIMIENTO



El objetivo principal de darle un buen mantenimiento a la maquina es lograr que no presente fallas ni paros y al mismo tiempo que trabaje lo mejor posible.

Existen áreas críticas en la realización del mantenimiento, que tienen que ver con la prevención de fallas. Para ello se debe tener en cuenta lo siguiente:

- ✚ Inspección
- ✚ Limpieza
- ✚ Ajuste
- ✚ Lubricación

Inspección

Es importante realizar una inspección y chequeo antes de poner en funcionamiento para encontrar piezas dañadas, en mal estado o con alguna imperfección.

Deben realizarse los pasos de chequeo dados al inicio del manual para detectar fugas de aceite, verificar niveles de aceite en la bomba y combustible en el motor, y demás. Es oportuno además revisar el estado de mangueras, puntos de acople, tanque de aceite y conjunto del manifold para detectar algún tipo de fuga de aceite hidráulico.

Si durante la inspección se encuentran piezas o elementos en mal estado como racores, acoples, mangueras, etc., repárelos o en su defecto replácelo. Esto podría prevenir un daño mayor en el sistema.

Como se mencionó el tipo de mantenimiento que se aplica en este manual es principalmente preventivo, para tratar en lo posible que el sistema trabaje los más pegado posible a las condiciones de diseño.

Limpieza

Es importante mantener los componentes del sistema limpios y libre de aceite, especialmente la plataforma de trabajo, que es el lugar que más está expuesto a derrames de aceite cuando se requiere desacoplar mangueras, válvulas, racores y demás elementos que pertenecen al circuito hidráulico.

Se recomienda mantener limpios los cables de los diferentes sensores de monitoreo de la bomba, ya que su contacto con el aceite podría causar su daño en un largo plazo. Con esto le estamos dando un buen cuidado y aunque los cables utilizados están diseñados para eso muy seguramente alargaremos su vida útil.

En lo posible realice esta limpieza antes de poner en marcha el sistema.

Ajuste

Es indispensable analizar todos los tornillos de la estructura que pudieran aflojarse debido a la alta vibración que se produce por la robustez del motor y la bomba, de ser necesario haga un apriete severo. Todas las tuercas de los tornillos de la estructura son de seguridad para evitar estos desajustes.

Lubricación

Una de las partes más esenciales del mantenimiento de una máquina es la lubricación.

Es importante mantener engrasada la junta cardán. Para verificar esto revise que la superficie del pistón este lubricada, de no ser así lubrique la junta aplicando grasa con la gasera por los puntos que se señalan en la figura.



Los componentes hidráulicos no necesitan ser lubricados ya que ellos lo hacen mediante el aceite hidráulico que los inunda. Es importante por esto que la bomba se encuentre llena de aceite en su interior y que el nivel de aceite del tanque no sea bajo. Un nivel de aceite bajo en el tanque puede causar un calentamiento excesivo del mismo y por consiguiente degradación química del mismo.

PROCEDIMIENTO PARA LA REVISION Y/O CAMBIO DE PLATOS DE PRESION DE LA BOMBA.

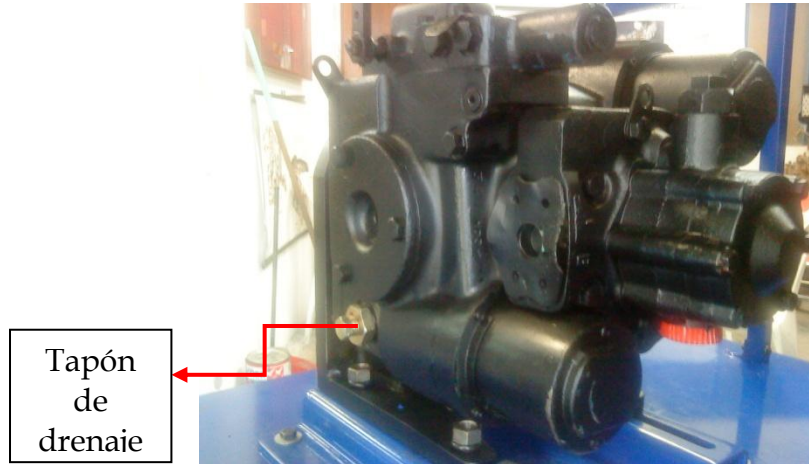


El propósito final del diseño y la construcción del banco de pruebas es monitorear variables críticas en la bomba que repercuten en la eficiencia volumétrica de la bomba (flujo, presión y vibración mecánica). Esto nos sirve grandemente para diagnosticar fallas en la misma mediante análisis wavelet y espectrales de las variables monitoreadas. Una de las fallas que se presentan en este tipo de bombas, es el desgaste de platos de presión, por ello a continuación se narra cómo se debe realizar la revisión y/o cambio de los mismos.

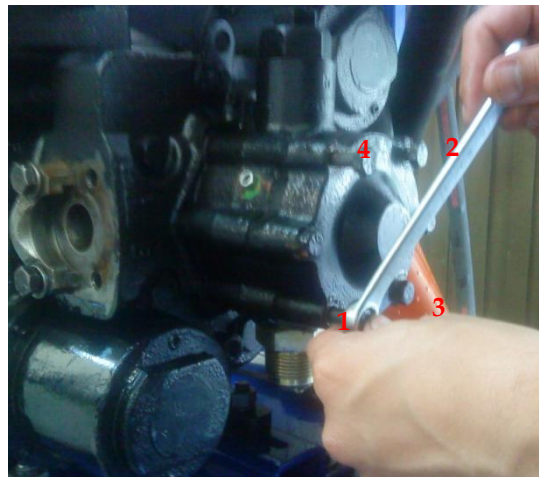
Herramientas necesarias:

- Llaves mixtas o copas de $\frac{1}{2}$ " , $\frac{9}{16}$ " , $\frac{3}{4}$ "
- Rache y volvedor con cuadrante de $\frac{1}{2}$ "
- Llave brístol de 10mm.
- Llave expansiva grande
- Recipientes y trapos para recoger y limpiar derrames de aceite.

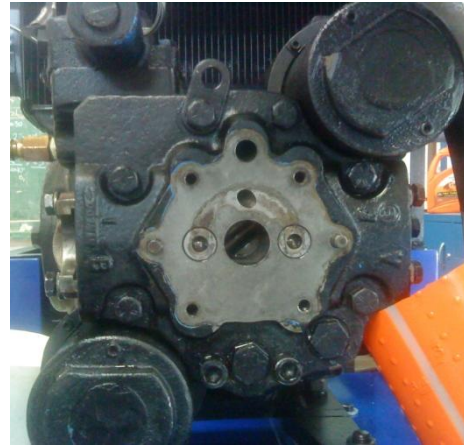
Lo primero q se debe hacer es drenar todo el aceite que contiene el cuerpo de la bomba. Para ello se debe antes cerrar las válvulas de succión y drenaje de la bomba, desacoplar las mangueras de alta presión y succión de la bomba. Luego de esto si prosiga a soltar el tapón de drenaje con cuidado y drene la bomba.



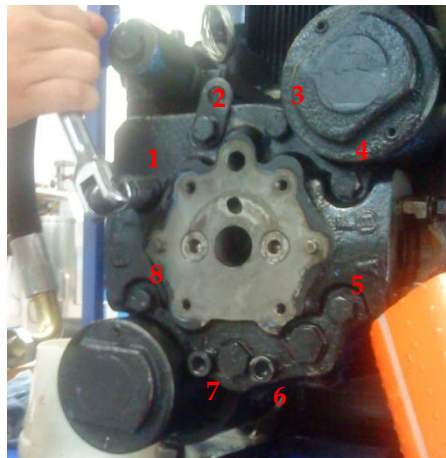
Bajar bomba de precarga. Suelte los cuatro tornillos de la bomba de precarga como se muestra en la figura. Tenga cuidado al hacerlo, sopórtela con una mano para no dejar caerla.



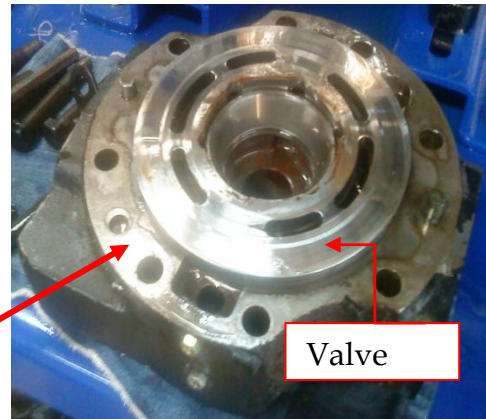
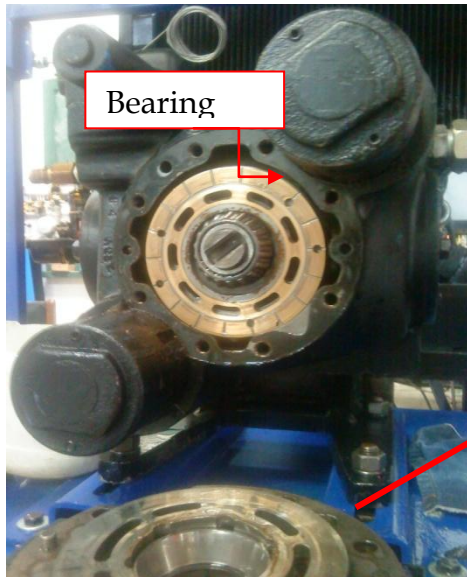
Ponga la bomba de precarga en un lugar seguro y en lo posible cúbrala con un trapo para evitar que entren partículas a las partes internas. La bajar la bomba de precarga la bomba se verá como se muestra en la figura.



Lo siguiente es bajar el *end cover* (ver plano de la bomba y listado de partes al final de este documento). Para ello se deben soltar los 8 tornillos que se muestran la figura, seis de cabeza hexagonal y tres bristol. Hagalo con copa y volvedor, ya que el torque de apriete de los tornillos es alto. Tenga cuidado y con ayuda de otra persona soporte la tapa para q no se caiga y que lo platos no se safen de sus guias.



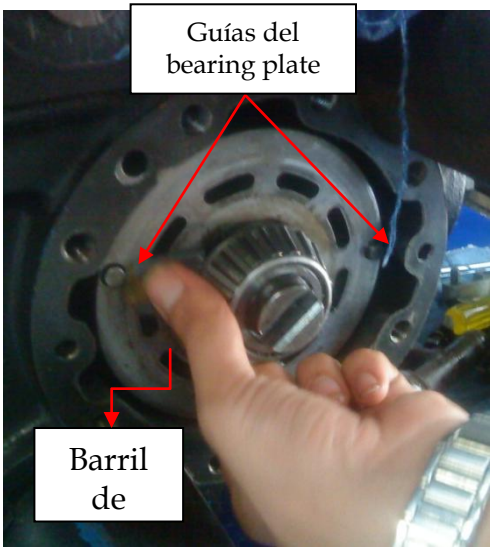
Al soltar los tornillos y bajar la tapa se verá como se muestra en la siguiente figura. Tenga precaución al manipular los platos, es importante que no se rallen.



Para bajar el *valve plate* (22) y el *bearing plate* (21) záfelos de cada una de sus guías que lo sujetan, retírelos, límpielos y revise su estado.



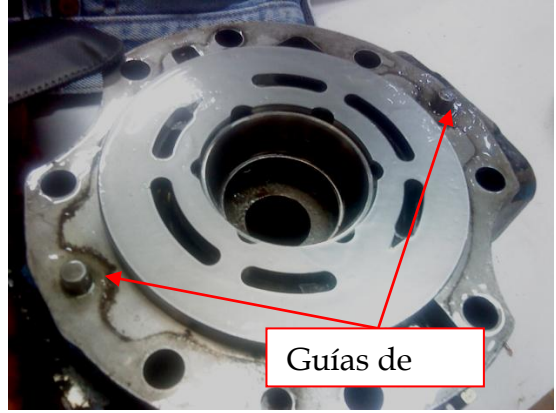
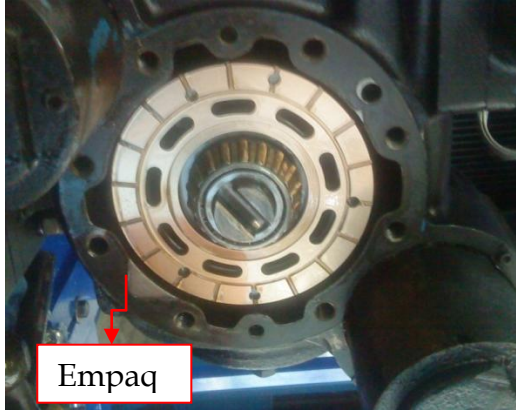
Luego de esto la bomba se verá así.



Para limpiar y pulir la superficie del *barril de cilindros* (20) use lija fina #600 y trapo.

MONTAJE DE PLATOS

Luego de haber revisado, limpiado o decidido cambiar uno o ambos platos, prosiga a instalarlos. Unte las superficies de los platos con aceite hidráulico e instálelos, asegurándose que encajen en sus respectivas guías.



Para montar el *end cover*, primero revise que el empaque esté en buen estado, de no ser así reemplácelo. Para fijarlo tenga en cuenta la posición de sus guías con respecto al cuerpo de la bomba. Teniendo la precaución de no dejar caer los platos. Instale los tornillos y proceda a apretar, haciéndolo en cruz y utilizando copa y volvedor.

Para instalar la bomba de precarga hágalo igualmente que con el *end cover* y con las mismas precauciones.



Luego de esto se pueden ya acoplar nuevamente las mangueras a la bomba, de la misma forma y con las mismas herramientas con que se desacoplaron. Por último llene nuevamente de aceite el cuerpo de la bomba de aceite.