

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TORQUEADORA HIDRÁULICA PARA EL
DESMONTE Y ENSAMBLE DE HERRAMIENTA PETROLERA “HYDRAULIC
TUBING PACKER”.**

**DIEGO FERNANDO CAMACHO GÓMEZ
DANIEL FELIPE VERANO CASTILLO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TORQUEADORA HIDRÁULICA PARA EL
DESMONTE Y ENSAMBLE DE HERRAMIENTA PETROLERA “HYDRAULIC
TUBING PACKER”.**

**DIEGO FERNANDO CAMACHO GÓMEZ
DANIEL FELIPE VERANO CASTILLO**

trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

**DIRECTOR:
CARLOS BORRAS PINILLA Ph.D, M.Sc
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

DEDICATORIA

A Dios, que me ha dado la fortaleza para continuar aun cuando he desfallecido, quien supo guiarme por el buen camino y afrontar con madurez los problemas que se me presentan, siempre dispuesto a enseñarme a encarar todas las adversidades; por darme la vida y permitirme alcanzar este importante logro acompañado de toda mi familia; por ello, con toda la humildad que mi corazón pueda dar, dedico primeramente mi trabajo a él.

A mis padres, Pedro Antonio Camacho Parra y María Eugenia Gómez Mejía, que han sabido formarme con buenos sentimientos, hábitos y valores, su esmero y apoyo incondicional han hecho de mí una persona con carácter que lucha por lo que se propone.

A mis hermanos, Pedro Felipe y Manuel Alberto, que siempre han estado junto a mí, hacen parte de mis alegrías y tristezas y me motivan a ser cada día mejor.

A mi nona María Antonia que nunca dudo de mis cualidades, que siempre me deseó lo mejor y ahora está junto con Dios cuidándome.

A mi familia porque ellos han sido mi gran motor, su apoyo ha sido fundamental durante todo este proceso, siempre han celebrado mis logros y me han acompañado y aconsejado en los momentos difíciles.

A mis amigos de mi ciudad natal, por estar en los momentos más importantes de mi vida, por estar conmigo en los buenos y malos momentos, a ellos gracias por las alegrías, las sonrisas, el apoyo y la compañía.

Diego Fernando Camacho Gómez

A Dios por permitirme ser quien soy, por ser ese apoyo incondicional en cada momento sin importar la circunstancia, siempre brindándome la fortaleza y la sabiduría necesaria para saber sobrellevar cada obstáculo que me presente el más hostil camino; a él lealtad infinita, por darme un hogar al que hoy entiendo como lo más valioso que tendré en mi vida. Señor gracias por ser el artífice de todos mis logros y el corrector en todos mis fracasos.

Mil gracias mi Dios por todo y por tanto.

A mis padres, Libardo Antonio Verano Cortes e Yslen Yadira Castillo Acero, por todo lo que me han dado y por todo lo que me han querido. Gracias, porque este logro solo es el reflejo de todos sus esfuerzos y dedicación, que durante el pasar de los años han sido continuos, siempre fundamentados dentro de los valores éticos y morales que con el andar del tiempo consolidaron quien hoy soy. Mi lealtad y gratitud por siempre a ustedes, quienes con esmero y dedicación me han acompañado, guiado y enseñado el cómo afrontar la vida y todo lo que ella conlleve.

A mi hermana, Danna Valentina Verano Castillo y a mi prima, Liney Natalia Castillo Ortiz, porque han sido esa compañía y apoyo incondicional siempre. Porque fueron, son, y serán parte inherente de mis logros, mis fracasos, mis alegrías, mis tristezas, pues simplemente son el otro engrane que hace que mi vida se desenvuelva de manera normal.

A toda mi familia que siempre a estado atenta de mis logros y han sabido fortalecer mis ideales de progreso, a ellos gracias porque me han apoyado en todos los proyectos que he afrontado y me han sabido acoger como uno de los suyos siempre, haciéndome sentir orgulloso de la familia que Dios me dio. A quienes hoy no me acompañan en este logro, mil gracias también, porque mientras los tuve aprendí y tomé lo mejor de usted para hacerlo parte de mí, es por eso que sus recuerdos siempre impregnaran mi alma y hoy son parte de esto.

A mis más allegados y sinceros amigos, que durante todos estos años han sido compañeros de aventuras, las cuales han consolidado lazos fuertes de hermandad que sin importar el pasar del tiempo permanecen fuertes y resistentes, no dependiendo de las distancias ni de las adversidades. A ellos que siempre han estado pendientes de mí, apoyándome y acompañándome en todo momento de la forma más leal y franca posible.

A todos mis docentes y en general a todas las personas quienes de una u otra manera intercedieron en la construcción de mi perfil profesional, porque me supieron enseñar que los triunfos no solo académicos, sino también personales y profesionales solo se logran con trabajo, esfuerzo, dedicación, y sabiduría.

Daniel Felipe Verano Castillo

AGRADECIMIENTOS

A la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, por habernos permitido ser parte de su comunidad académica, ya que gracias a su formación fue posible desarrollarnos de manera integral, con elevados valores éticos, dispuestos y comprometidos con el desarrollo del país.

A CARLOS BORRÁS PINILLA, ingeniero mecánico, profesor y director del proyecto, por la confianza puesta en este trabajo, por sus valiosos aportes, apoyo y colaboración en el proceso y planificación de este proyecto.

A LEÓNIDAS VÁSQUEZ CHAPARRO, ingeniero mecánico y profesor, por sus consejos y aportes hechos durante el desarrollo del proyecto y su invaluable disposición y orientación en el diseño estructural del modelo.

A ABEL ANTONIO PARADA CORRALES, ingeniero mecánico y profesor, por su asesoría en cuanto a hidráulica se refiere, durante el proceso de planificación de este proyecto.

A la empresa FIELD SERVICE SOLUTION S.A.S., con representación del ING. SERGIO IVÁN ORTIZ, por haber depositado toda su fe y su confianza en esta idea y por financiar todo el proyecto en cada una de sus etapas, desde el inicio y la ejecución hasta la entrega del mismo.

A la empresa DAM LTDA, por toda su asesoría y acompañamiento durante la construcción de la máquina. Expresamos nuestra gratitud a ARNULFO Y HENRY GÓMEZ de la misma empresa, por habernos acompañado y asesorado durante nuestro proceso de formación como profesionales. También, a ANNY, OSCAR, CRISTHIAN y JOHAN, integrantes de esta gran empresa que siempre estuvieron dispuestos a brindar su ayuda en cada necesidad a lo largo del camino.

A la empresa COHA S.A.S., por su asesoría en todo lo concerniente al diseño hidráulico y la fabricación del tablero de control y la unidad hidráulica.

A nuestros profesores, amigos y compañeros, por haber hecho parte de nuestra formación académica y personal, y a todas las personas en general que estuvieron involucradas de una u otra forma a lo largo de nuestra carrera.

Diego Fernando Camacho Gómez y Daniel Felipe Verano Castillo

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	26
1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	27
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	27
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	30
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	30
1.3.1 Objetivo general.	30
1.3.2 Objetivos específicos.	31
2 GENERALIDADES DE LOS EMPAQUES.....	32
2.1 EMPAQUETADOR HIDRÁULICO MODELO: SEH-3J (tipo cuña).....	32
2.1.1 Características.	33
2.2 EMPAQUETADOR HIDRÁULICO MODELO: 2HJ (tipo tandem)	34
2.2.1 Características.	34
3 DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MAQUINA	35
3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD).....	35
3.2 MATRIZ CALIDAD	36
3.3 PONDERACIÓN RESULTADOS PARA SELECCIÓN DE SOLUCIÓN	37
3.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS.....	37
3.4.1 Selección de un equipo convencional de torquadora hidráulica.....	37
3.4.2 Rediseño de la maquina torquadora PETOL HYDRA-TORK Units..	41
3.4.3 Diseño de una nueva torquadora.	41
3.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS	42
3.6 MATRIZ CALIDAD DE LAS CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO MÁS RELEVANTES	43
3.6.1 Selección adecuada de la llave de tubería.	43
3.6.2 Estructura óptima.	44
3.6.3 Sistema eléctrico.	45

3.6.4	Sistema hidráulico.....	46
3.7	PLANTEAMIENTO DE LAS PROPUESTAS DE DISEÑO.....	47
3.7.1	Planteamiento de propuestas para llave de tubería más adecuada...	47
3.7.2	Planteamiento de propuestas para estructura más óptima.	49
3.7.3	Planteamiento de propuestas para el sistema eléctrico.	50
3.7.4	Planteamiento de propuestas para el sistema hidráulico.	52
3.8	VALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	56
3.9	ESPECIFICACIONES DE LA PROPUESTA SELECCIONADA	57
4	DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	59
4.1	PARÁMETROS INICIALES PARA EL DISEÑO.....	59
4.1.1	Capacidad de torque.....	59
4.2	SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA	60
4.2.1	Dimensión y selección del actuador para la aplicación de la fuerza...	62
4.2.2	Selección de la bomba.	65
4.2.3	Selección del motor.....	68
4.2.4	Selección de la válvula de venteo del sistema.	71
4.2.5	Selección de la válvula de alivio del sistema.....	72
4.2.6	Selección de las válvulas direccionales para control de actuadores..	74
4.2.7	Selección de la válvula antirretorno pilotada para control y sostenimiento de la herramienta.	76
4.2.8	Selección de la válvula de control de flujo para control y sostenimiento de la herramienta.	77
4.2.9	Selección del bloque para soporte de las válvulas modulares.	78
4.2.10	Selección válvula secuencial para compensación de la bomba.....	79
4.2.11	Selección válvula reguladora de flujo en compensación de bomba. ..	81
4.2.12	Calculo del sistema hidráulico de la maquina torqueadora.	83
4.2.13	Selección de los demás elementos del sistema.....	87
4.2.14	Selección del tanque hidráulico.....	96
4.3	CONVERSIÓN TORQUE VS PRESIÓN.....	100
5	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL.....	102
5.1	MODELO DE LA UNIDAD HIDRÁULICA.....	104

6	DISEÑO ESTRUCTURAL	106
6.1	DISEÑO DEL BASTIDOR DE LA MAQUINA TORQUEADORA	107
6.1.1	Diseño de la bancada y la base.	107
6.2	DISEÑO DE BASE DE SOPORTES DE CADENA Y DE MORDAZAS ..	109
6.3	DISEÑO DEL SOPORTE DE MORDAZAS	111
6.4	DISEÑO DEL RIEL DEL CILINDRO PRINCIPAL	113
6.5	DISEÑO DE LA HORQUILLA DEL CILINDRO PRINCIPAL	115
6.6	DISEÑO DE LOS PASADORES DEL CILINDRO PRINCIPAL.....	116
6.6.1	Diseño del pasador superior (entre vástago y llave de cadena).....	116
6.6.2	Diseño del pasador inferior (entre base y horquilla).	118
7	CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA TORQUEADORA	119
7.1	CONSTRUCCION DEL BASTIDOR DE LA MAQUINA	120
7.1.1	Construccion de la estructura base del bastidor.	121
7.1.2	Construccion de la bancada del bastidor.	122
7.2	CONSTRUCCIÓN DEL RIEL DEL ACTUADOR PRINCIPAL.....	123
7.3	CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES DE LOS SOPORTES	124
7.4	CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DE MORDAZAS	125
7.5	CONSTRUCCION DE LA HORQUILLA DEL CILINDRO PRINCIPAL....	126
7.6	CONSTRUCCIÓN DE LOS PASADORES DEL CILINDRO PRINCIPAL	127
7.7	OTROS DETALLES CONSTRUCTIVOS.....	128
7.8	DIMENSIONES FINALES DE LA MAQUINA TORQUEADORA	129
7.9	PRESUPUESTO CONSTRUCCIÓN MAQUINA TORQUEADORA.....	130
7.9.1	Análisis de retorno de la inversión.....	130
8	PRUEBAS Y RESULTADOS.....	134
8.1	PRUEBA #1.....	135
8.2	PRUEBA #2.....	138
8.3	OPERACIÓN PARA FORMAR UNIONES ROSCADAS.....	141
9	MANUAL DE OPERACIONES, SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO.....	142
10	CONCLUSIONES.....	143

BIBLIOGRAFÍA.....145

ANEXOS147

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Packer hidráulico en condiciones de deterioro.	28
Figura 2. Personal en el proceso de desmonte de herramienta petrolera.	29
Figura 3. Proceso de desmonte de herramienta en las condiciones actuales.	29
Figura 4. Packer SEH-J3 (tipo cuña).	33
Figura 5. Packer 2HJ (tipo tandem).	34
Figura 6. Unidad portable Petol U4174.	38
Figura 7. Unidad de sujeción por fricción.	38
Figura 8. Unidad portátil neumática.	39
Figura 9. Unidad hydra tork Petol.	39
Figura 10. AutoTorq.	40
Figura 11. Vista lateral de la torquadora PETOL™ HYDRA-TORK Units.	41
Figura 12. Diseño de la nueva torquadora.	42
Figura 13. PETOL™ VISETONGS PULLDOWN VTDA115H.	48
Figura 14. PETOL™ VISETONGS PUSHUP VTDA115H.	48
Figura 15. Diseño con base giratoria.	49
Figura 16. Diseño con base fija.	50
Figura 17. Diseño de control cableado.	51
Figura 18. PLC.	52
Figura 19. Circuito de bomba fija y direccionales centro tándem.	53
Figura 20. Circuito de bomba variable con direccionales centro cerrado.	54
Figura 21. Circuito de bomba fija con direccionales centro cerrado.	55
Figura 22. Alternativas ganadoras.	58
Figura 23. Especificaciones técnicas de la llave de cadena.	59
Figura 24. Llave “PETOL” VTDA115H.	60
Figura 25. Diseño conceptual del circuito hidráulico.	61
Figura 26. Cilindro hidráulico de doble efecto.	63
Figura 27. Cilindro hidráulico principal.	64

Figura 28. Cilindro hidráulico secundario.....	65
Figura 29. Bomba “PARKER” PAVC33R426.....	67
Figura 30. Conductos internos de la bomba “PARKER” PAVC33R426.....	68
Figura 31. Motor “SIEMENS” 1LE0142-1CB86-4AA4-Z-D80.....	70
Figura 32. Válvula direccional para venteo “EQUUS” DG03-0B-A2-DN-70.....	71
Figura 33. Válvulas y bloques modulares.....	73
Figura 34. Válvula de alivio modular “YUKEN” MBP-01-C-30.....	74
Figura 35. Válvula direccional “EQUUS” DG03-2C-A2-DN-70.....	75
Figura 36. Válvula antirretorno pilotada modular “YUKEN” MPA-01-2-40.....	76
Figura 37. Válvula de control de flujo modular “YUKEN” MSW-01-Y-50.....	77
Figura 38. Bloque modular “EQUUS” DGMFB-03-3-10.....	78
Figura 39. Válvula de secuencia tipo cartucho “SUN” RSDC-OAN.....	79
Figura 40. Maniflod “SUN” A2A.....	80
Figura 41. Válvula para control de flujo bidireccional tipo cartucho “SUN” NFCC-LDN.....	82
Figura 42. Maniflod “SUN” GAA.....	82
Figura 43. Diseño conceptual del circuito hidráulico.....	84
Figura 44. Esquema de pérdidas.....	84
Figura 45. Esquema de pérdidas.....	85
Figura 46. Caída de presión en válvulas de regulación de flujo.....	85
Figura 47. Balance de fuerzas en el pistón.....	85
Figura 48. Correlación entre grados de viscosidad SAE/ISO según el rango de temperatura de operación.....	88
Figura 49. Carta para la determinación del diámetro de las mangueras de aspiración, retorno y presión.....	92
Figura 50. Dimensiones del tanque.....	97
Figura 51. Esquema de control del circuito hidráulico.....	102
Figura 52. Circuito de potencia.....	104
Figura 53. Modelo del tablero de control y unidad hidráulica.....	105
Figura 54. Componentes principales de la maquina torquadora diseñada.....	106

Figura 55. Cargas, apoyos y mallado del bastidor.....	108
Figura 56. Factores de seguridad del bastidor.....	108
Figura 57. Cargas, apoyos y mallado de la base de los soportes.....	110
Figura 58. Factores de seguridad de la base de los soportes.	111
Figura 59. Desplazamientos de la base de los soportes.....	111
Figura 60. Cargas, apoyos y mallado del soporte de mordazas.	112
Figura 61. Factores de seguridad del soporte de mordazas.	113
Figura 62. Cargas, apoyos y mallado del riel del cilindro principal.....	114
Figura 63. Factores de seguridad del riel del cilindro principal.	114
Figura 64. Deformación del riel del soporte principal.	115
Figura 65. Cargas, apoyos y mallado de la horquilla.	115
Figura 66. Factores de seguridad de la horquilla.	116
Figura 67. Cargas, apoyos y mallado del pasador superior.....	117
Figura 68. Factores de seguridad del pasador superior.....	117
Figura 69. Cargas, apoyos y mallado del pasador inferior.....	118
Figura 70. Factores de seguridad del pasador inferior.....	118
Figura 71. Procesos de manufactura aplicados.....	119
Figura 72. Plano de corte sobre la lámina.	121
Figura 73. Proceso de construcción de la estructura base del bastidor.....	122
Figura 74. Proceso de construcción de la bancada del bastidor.....	123
Figura 75. Proceso de construcción del riel del cilindro principal.....	124
Figura 76. Proceso de construcción de las bases de los soportes.	125
Figura 77. Proceso de construcción del soporte de mordazas.	126
Figura 78. Proceso de construcción de la horquilla.	127
Figura 79. Proceso de construcción de los pasadores.	127
Figura 80. Soporte del cilindro de secundario para la llave de cadena.....	128
Figura 81. Patín, riel y separador del cilindro secundario.	129
Figura 82. Dimensiones generales de la maquina torqueadora.....	129
Figura 83. Grafica del retorno de la inversión.	132
Figura 84. A) empaque tipo cuña. B) empaque tipo tándem.....	134

Figura 85. Vista en detalle del cabezal y el mandril.	135
Figura 86. Fijación de las piezas antes de la operación	136
Figura 87. Secuencia de giro entre el cabezal y el mandril.....	137
Figura 88. Resultado de la operación de torque.	137
Figura 89. Resultados (Presión, Torque), mandril-cabezal.....	138
Figura 90. Vista de detalle de la camisa y el anillo calibrador.....	139
Figura 91. Disposición de la herramienta para la operación.	139
Figura 92. Secuencia de giro entre la camisa y el anillo calibrador	140
Figura 93. Resultados (Presión, Torque), camisa-anillo.	141

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Matriz QFD.....	36
Tabla 2. Tabla de ponderación matriz QFD.	37
Tabla 3. Torqueadoras existentes en el mercado.	38
Tabla 4. Matriz de ponderaciones para la evaluación de alternativas.....	42
Tabla 5. Matriz QFD de la selección adecuada de llave de tubería.	43
Tabla 6. Ponderación de resultados, selección adecuada de la llave de tubería...	44
Tabla 7. Matriz QFD de la estructura óptima.	44
Tabla 8. Ponderación de resultados, estructura óptima.	45
Tabla 9. Matriz QFD del sistema eléctrico.	45
Tabla 10. Ponderación de resultados, sistema eléctrico.....	46
Tabla 11. Matriz QFD del sistema hidráulico.	46
Tabla 12. Ponderación de resultados, sistema hidráulico.....	47
Tabla 13. Evaluación de alternativas para llave de tubería adecuada.....	56
Tabla 14. Evaluación de alternativas para estructura óptima.	56
Tabla 15. Evaluación de alternativas para sistema eléctrico.	56
Tabla 16. Evaluación de alternativas para sistema hidráulico.	57
Tabla 17. Especificaciones teóricas del sistema.....	60
Tabla 18. Elementos constitutivos del circuito hidráulico.	62
Tabla 19. Dimensiones del cilindro hidráulico principal.....	64
Tabla 20. Dimensiones del cilindro hidráulico secundario.	65
Tabla 21. Parámetros para la selección de la bomba.	66
Tabla 22. Especificaciones de la bomba “PARKER” PAVC33R426.	67
Tabla 23. Parámetro para selección del motor.	69
Tabla 24. Especificaciones del motor “SIEMENS” 1LE0142-1CB86-4AA4-Z-D80.70	70
Tabla 25. Requerimientos solenoide válvula “EQUUS” DG03-2A-A2-DN-70.	72
Tabla 26. Especificaciones de la válvula “EQUUS” DG03-2A-A2-DN-70.	72
Tabla 27. Especificaciones válvula de alivio modular “YUKEN” MBP-01-C-30.....	74

Tabla 28. Especificaciones válvula “EQUUS” DG03-2C-A2-DN-70.....	75
Tabla 29. Especificaciones válvula antirretorno modular YUKEN MPA-01-2-40..	77
Tabla 30. Especificaciones válvula antirretorno modular YUKEN MSW-01-Y-50..	78
Tabla 31. Especificaciones del bloque “EQUUS” DGMFB-03-3-10.	79
Tabla 32. Especificaciones válvula secuencial tipo cartucho “SUN” RSDC-OAN..	80
Tabla 33. Especificaciones del manifold “SUN” A2A.	81
Tabla 34. Especificaciones válvula secuencial tipo cartucho “SUN” NFCC-LDN...	82
Tabla 35. Especificaciones del manifold “SUN” GAA.....	83
Tabla 36. Elementos constitutivos del circuito hidráulico.	86
Tabla 37. Correlación entre grados de viscosidad SAE/ISO según el área de aplicacion.....	89
Tabla 38. Correlación entre proveedores aceites en Colombia para grados ISO..	89
Tabla 39. Especificaciones generales aceite SHELL TELLUS S2 V 32.....	90
Tabla 40. Especificaciones generales manguera PARKER 302 SAE 100 R2 AT..	94
Tabla 41. Especificaciones generales manguera PARKER 462 ISO 11237 2SC EN 857 2SC.....	95
Tabla 42. Racores seleccionados para la unidad.	95
Tabla 43. Parámetros climáticos promedios en Bucaramanga para 2010.....	98
Tabla 44. Cálculo del área de transferencia del tanque.....	99
Tabla 45. Factor de pérdidas.	100
Tabla 46. Tabla de conversión Torque vs Presión.....	101
Tabla 47. Componentes del tablero eléctrico de control.	103
Tabla 48. Condiciones de estudio del bastidor.	108
Tabla 49. Condiciones de estudio de la base de los soportes.	109
Tabla 50. Detalles del mallado de la base de los soportes.	110
Tabla 51. Propiedades mecánicas y condiciones de estudio del soporte de mordazas.	112
Tabla 52. Detalles del mallado del riel del cilindro principal.....	114
Tabla 53. Detalles del mallado de horquilla.	115
Tabla 54. Condiciones de estudio del pasador superior.	116

Tabla 55. Detalles del mallado del pasador inferior.	118
Tabla 56. Presupuesto de la construcción en general.	130
Tabla 57. Proyección del mantenimiento de empaques 2017	131
Tabla 58. Presupuesto para el retorno de la inversión.....	131
Tabla 59. TIR	132
Tabla 60. ROI.....	133

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Plano del cilindro principal.....	147
Anexo B. Plano del cilindro de elevación.....	148
Anexo C. Catálogo de la bomba <i>PAVC33R426</i>	149
Anexo D. Catálogo del motor <i>1LE0142-1CB86-4AA4-Z D80</i>	152
Anexo E. Catálogo válvula de venteo <i>DG03-0B-A2-DN-70</i> y direccionales <i>DG03-2C-A2-DN-70</i>	153
Anexo F. Catálogo válvula de alivio <i>MBP-01-C-30</i>	156
Anexo G. Catálogo válvula antirretorno pilotada <i>MPA-01-2-40</i>	157
Anexo H. Catálogo válvula control de flujo <i>MSW-01-Y-50</i>	158
Anexo I. Catálogo bloque de válvulas modulares <i>DGMFB-03-3-10</i>	159
Anexo J. Catálogo cartucho de secuencia <i>RSDC-OAN</i>	161
Anexo K. Catálogo manifold de válvula de secuencia <i>A2A</i>	163
Anexo L. Catalogo cartucho de regulación de flujo <i>NFCC-LDN</i>	164
Anexo M. Catalogo manifold de la válvula reguladora de flujo <i>GAA</i>	165
Anexo N. Elementos del tablero de control.....	166
Anexo O. Análisis estáticos del bastidor.....	170
Anexo P. Plano constructivo de la base del bastidor.....	171
Anexo Q. Plano constructivo de la bancada del bastidor.....	172
Anexo R. Plano constructivo del riel del actuador principal.....	173
Anexo S. Plano constructivo de la base de los soportes.....	174
Anexo T. Plano constructivo del soporte de mordazas.....	175
Anexo U. Plano constructivo de la horquilla del cilindro principal.....	177
Anexo V. Plano constructivo de los pasadores del cilindro principal.....	178
Anexo W. Facturas de compra.....	179
Anexo X. Manual de operaciones, seguridad y mantenimiento.....	184

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TORQUEADORA HIDRÁULICA PARA EL DESMONTE Y ENSAMBLE DE HERRAMIENTA PETROLERA “HYDRAULIC TUBING PACKER”*.

AUTOR: DIEGO FERNANDO CAMACHO GÓMEZ
DANIEL FELIPE VERANO CASTILLO**

PALABRAS CLAVE: Diseño, Maquina torqueadora, Hidráulica, control, empaque petrolero, llave de cadena.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este trabajo es diseñar y construir una *máquina torqueadora hidráulica* que permita desmontar y formar uniones roscadas en packers hidráulicos con el fin de realizar la reparación y puesta en marcha de estas herramientas petroleras y así mejorar las condiciones de seguridad en esta operación.

El diseño conceptual de la maquina consta de tres componentes básicos. El primero es el diseño y selección de todos los componentes que conforman el circuito hidráulico de la máquina a partir de los requerimientos establecidos. El segundo componente es el diseño y selección de los componentes del sistema de control semiautomático con el que contará el circuito hidráulico para su manipulación. El tercer componente es el diseño estructural de la máquina a partir de los requerimientos de fuerza y torsión, además debe acoplar otras especificaciones de índole ergonómico que permitan su fácil manejo y operatividad.

El proceso de diseño se realizó bajo normas con estándar internacional, se resumió en cuadros explicativos y se utilizaron herramientas de simulación como Automation Studio en cuanto a hidráulica se refiere y Solidworks Simulation para la realización de los modelos y análisis de elementos finitos (CAD-CAE) que permitan validar los diseños estructurales.

La construcción estructural de la máquina se hizo con manufactura local de alta calidad, con el fin de obtener las más elevadas prestaciones del diseño propuesto; la fabricación del control y la parte hidráulica estuvo a cargo de COHA S.A.S. Se elaboraron los planes de mantenimiento, seguridad y operación de manera que se mantenga un alto estándar de calidad y durabilidad del equipo.

*Proyecto de grado.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director. Ing. Carlos Borrás Pinilla.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A HYDRAULIC TORQUEADORA FOR CLEARING AND ASSEMBLING AN OIL TOOL "*HYDRAULIC TUBING PACKER*"*.

AUTHOR: DIEGO FERNANDO CAMACHO GÓMEZ
DANIEL FELIPE VERANO CASTILLO**

KEYWORDS: Design, torqueadora machine, hydraulics, control, oil packers, chain wrench.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to design and build a torqueadora hydraulic machine to allow the disassembly and form threaded joints in hydraulic packers in order to make reparation and commissioning of these oil tools and in this way, improve safety conditions during this operation.

The conceptual design of the machine consists of three basic components. The first is the design and selection of all components that make up the hydraulic circuit of the machine from the established requirements. The second component is the design and selection of the semiautomatic control system with which will feature the hydraulic circuit for its handling. The third component is the structural design of the machine from the strength and torque requirements, in addition to other ergonomic specifications that allows easy handling and operation.

The design process was conducted under international standard, was summarized in explanatory tables and simulation tools as Automation Studio for hydraulic matters and SolidWorks Simulation for making models and finite element analysis (CAD- CAE) to validate the structural designs.

The skeletal structure of the machine is made with local high quality manufacture, in order to get the highest performance of the proposed design; making the control and hydraulics was a in charge of COHA S.A.S. Maintenance, security and operations plans were developed in order to maintain a high quality standard and equipment durability.

* Final Project.

** Faculty of Mechanical Engineering and Physical. School of Mechanical Engineering. Director. Eng. Carlos Borrás Pinilla

INTRODUCCIÓN

Los empaques hidráulicos son herramientas utilizadas en pozos inyectoros y pozos productores y su función es de dar sello y fijar la tubería al casing del pozo. Durante la instalación y durante su servicio, estos empaques son sometidos a grandes esfuerzos mecánicos (tensión y torsión) y condiciones ambientales que agravan el estado físico del empaque. Los empaques luego de ser retirados del pozo son enviados a las instalaciones de Field Service Solution donde se aplican las medidas correctivas para que funcionen de nuevo. Los empaques están formados por piezas unidas por rosca. Los medios que utilizaba la empresa para desarmar estas piezas consistían en una llave de tubería y varios operarios. Esta operación ha provocado varios accidentes con consecuencias físicas a los empleados.

Con la finalidad de brindar una mejor calidad de vida a los trabajadores, la empresa FIELD SERVICE SOLUTION S.A.S. a través de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS, ha patrocinado este trabajo. Consiste en diseñar y construir una máquina que reemplace la labor descrita para evitar más accidentes laborales y lograr, gracias a su propósito, mejorar su sistema de mantenimiento.

En el diseño mecánico se utilizará software de simulación para encontrar los factores de seguridad que le den viabilidad a la fase de construcción, el circuito hidráulico es diseñado y los componentes son seleccionados de fabricantes confiables y de calidad, el control de la máquina es diseñado para brindar una operación sencilla y segura al momento de su operación. El modelo mecánico será fabricado y construido según lo planteado en el diseño y finalmente se presentan las pruebas de funcionamiento de la máquina que validen los diseños propuestos y permita también hacer correcciones y mejoras para aumentar su resistencia y eficiencia.

1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Colombia está más expuesta que muchos países a la caída de los precios del petróleo. El sector minero-energético que durante muchos años ha sido el motor de prosperidad y crecimiento, por su aprovechamiento ineficientemente ha puesto contra las cuerdas a todas las compañías que explotan hidrocarburos en Colombia. La caída de 50% en los precios del crudo durante los últimos siete meses ha llevado a Ecopetrol y Pacific, las dos más grandes del país, a anunciar ajustes en inversión que sumados podrían alcanzar los US\$4.000 millones anuales. Las firmas de servicios petroleros fueron las primeras en sentir el impacto de tales decisiones debido a los recortes de inversión en exploración, producción y transporte, para este año son cercanos al 50 %¹.

En Colombia la crisis petrolera actual presenta nuevos retos, tanto para las empresas, así como para el gobierno. Los bajos precios del barril de crudo están llevando a la industria a ser más selectiva con los proyectos a desarrollar en este año 2016 con el propósito de minimizar los riesgos económicos que trae la actual coyuntura del sector.

Uno de estos proyectos es recuperar y hacer mantenimiento de herramienta de completamiento de uso petrolero en recuperación secundaria. Este proceso consiste reutilizar las herramientas que son insertadas a pozo luego de que caduca su ciclo de funcionalidad por medio de procesos de mantenimiento y remanufacturación.

¹ Disponible en internet en < <http://www.dinero.com/edicion-impresa/caratula/articulo/los-problemas-industria-petrolera-colombiana/205439>>.

Una de las herramientas utilizadas para fijar la tubería que conduce hacia los pozos es el packer hidráulico o también llamado empaque hidráulico. Está diseñada tanto para pozos inyectoros como para pozos productores. Durante la operación de inyección y extracción de agua y crudo respectivamente, esta herramienta está sometida a diferentes esfuerzos de tipo axial, torsional y de presión en el momento en que es instalada, durante la operación y posteriormente cuando se retira. Otro factor importante a tener en cuenta, es el ambiente en que trabaja este empaque, ya que, al inyectar fluido, los componentes minerales como $BaSO_4$, $SrSO_4$, $CaSO_4$, $CaCO_3$ entre otros, ocasionan la formación de conchas, es decir, se presenta oxidación y corrosión. Por otro lado, el fluido que es inyectado al pozo lleva material particulado (sedimentos), haciendo que el mandril del packer se desgaste, por lo tanto, se consideran condiciones abrasivas durante la operación. (ver figura 1).

Figura 1. Packer hidráulico en condiciones de deterioro.



Una vez el empaque es retirado del pozo, a través de una inspección visual se determina si este puede ser recuperado o enviado a chatarrizar. Las herramientas que pasan la prueba visual son llevadas a la sede de la empresa para su posterior recuperación y mantenimiento.

Las actividades que comprenden la recuperación y mantenimiento consisten en desarmar, soltar y aflojar las piezas que contiene el packer para su posterior limpieza y rectificado antes de volver a ensamblar. Este proceso es manual como se puede evidenciar en las siguientes imágenes. (ver figuras 2 y 3).

Figura 2. Personal en el proceso de desmonte de herramienta petrolera.



Figura 3. Proceso de desmonte de herramienta en las condiciones actuales.



Las condiciones en las que trabaja la herramienta en el pozo hacen que el desmontaje de esta se dificulte, debido a que la mayoría de piezas tienen rosca. Como se mencionó anteriormente, los esfuerzos a los que es sometida la herramienta, hacen que las uniones roscadas sean cada vez más fuertes y por esto, el operario tiene que utilizar métodos no convencionales y empíricos (calor, golpes, sustancias) y esfuerzo humano para permitir el desenrosque de las piezas.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Field Service Solution (FES), ubicada en el parque industrial Zimura en la ciudad de Girón, es una empresa dedicada a la comercialización y mantenimiento de herramientas de completamiento de uso petrolero en recuperación secundaria que incluyen: válvulas, mandriles, camisas de deslizamiento, uniones roscadas y juntas de seguridad.

Con el fin de afianzar y consolidar los servicios ofrecidos de una manera productiva, eficiente, eficaz y fortalecer el nombre de la empresa en el mercado en temas de desarrollo de productos tecnológicos y específicamente en el campo del mantenimiento de herramienta de completamiento de uso petrolero, surge la necesidad de ingeniar una alternativa económica con relación a los precios del mercado, que facilite el proceso de desmonte y ensamble de los packer hidráulicos y mejore las condiciones de trabajo presentes, ya que los esfuerzos físicos representan factores de riesgo laboral que pueden repercutir en problemas de salud para los trabajadores, expresados en dolor, fatiga, enfermedades y accidentes. Los métodos utilizados para aflojar las piezas influyen también en la calidad de las mismas, ya que pueden modificar sus propiedades físicas.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivo general.

Consecuentes con la misión de la Universidad Industrial de Santander donde el propósito es la formación de personas de alta calidad ética, política y profesional; la generación y adecuación de conocimientos; la conservación y reinterpretación de la cultura y la participación activa liderando procesos de cambio por el progreso y mejor calidad de vida de la comunidad, se plantea como objetivo principal diseñar y construir una torqueadora semiautomática, accionada hidráulicamente que permita de manera eficiente y segura el desmonte y ensamble de herramienta petrolera en la empresa Field Service Solution (FES).

1.3.2 Objetivos específicos.

- Diseñar y construir una máquina torquadora semiautomática accionada hidráulicamente que cumpla con las siguientes especificaciones técnicas:
 - ✓ Capacidad de torque máximo de 14000 lbf-ft.
 - ✓ Longitud máxima de piezas a soportar de 2 m.
 - ✓ Carga máxima de la herramienta a sostener de 250 lbf.
 - ✓ Rango de diámetro de herramientas a sujetar 2" - 8".
- Diseñar el sistema hidráulico y seleccionar los componentes que conforman la unidad de potencia de la maquina torquadora, que serían:
 - ✓ Bomba hidráulica.
 - ✓ Motor eléctrico.
 - ✓ Válvula de venteo.
 - ✓ Válvula de alivio.
 - ✓ Válvula direccional ON-OFF.
 - ✓ Tanque.
 - ✓ Mangueras.
 - ✓ Conexiones y racores.
 - ✓ Filtros.
 - ✓ Actuadores hidráulicos.
- Diseñar el esquema de control semiautomático de la torquadora y seleccionar e instalar los componentes del circuito eléctrico que lo compone.
- Realizar las pruebas operacionales de la torquadora, y así verificar su desempeño en el proceso mecánico de desmonte y ensamble de la herramienta petrolera.
- Elaborar una guía de procedimientos, seguridad, operación y mantenimiento preventivo para preservar la maquina en el punto de máxima eficiencia.

2 GENERALIDADES DE LOS EMPAQUES

Existe un sinnúmero de marcas y clases de estos elementos (aunque el principio de operación y funcionamiento es el mismo para todos), y con base en la información suministrada por los fabricantes, por aquellos que los han operado y la experiencia en el campo del autor, se describirán los empaques que actualmente la empresa ha reparado tomando como soporte el material que nos ha suministrado la empresa *WEATHERFORD*, ya que los empaques son de esta marca.

Un empaque es una herramienta mecánica o hidráulica utilizada para bloquear el espacio anular entre la tubería y el revestimiento o, entre el revestimiento y la pared del hueco por la acción de un elemento empacante - expandible. El propósito es aislar o separar las secciones por encima y por debajo del elemento empacante. Las principales herramientas que se intervienen son de marca *WEATHERFORD*² las cuales son:

- Empaquetador hidráulico tipo cuña.
- Empaquetador hidráulico tipo tándem.

A continuación, se mencionarán algunas generalidades acerca de estas herramientas.

2.1 EMPAQUETADOR HIDRÁULICO MODELO: SEH-3J (tipo cuña)

El empaquetador hidráulico modelo SEH-3J es un empaquetador de fijación hidráulica, recuperable, de doble agarre, diseñado para usarse en pozos donde es

² WEATHERFORD, es una de las mayores compañías petroleras internacionales y de servicio de gas natural. La compañía ofrece productos y servicios para la perforación, la evaluación, la realización, la producción y la intervención de pozos petrolíferos y de gas natural, junto con la construcción de tuberías y puesta en marcha.

necesario no mover el tubing³ durante la fijación y empaquetamiento (ver figura 4). Es recomendable como packer de producción o para pozos inyectores. Para inyección selectiva se combina con los tándems hidráulicos.

Es de fácil operación, tanto para la fijación hidráulica como para el librado mecánico. Una vez fijado puede quedar con peso, tensión o neutro y sin que los cambios de presión y/o temperatura modifiquen su condición de empaquetamiento.

2.1.1 Características.

- Posee tres elementos empaquetadores
- La fijación y empaquetamiento se logra aplicando presión en el interior del tubing utilizando tapón descartable o algún otro elemento que permita hermetizar el tubing.
- En pozos productores, combinándolo con un pescador ON-OFF, se le puede dejar con tapón temporario.
- Fácil y seguro sistema de librado girando $\frac{1}{4}$ de vuelta a la derecha.
- Bajo costo de mantenimiento y reparación.

Figura 4. Packer SEH-J3 (tipo cuña).



³ El Tubing se define como una cadena continua de tubería de diámetro reducido, que conecta una serie de equipos en superficie y asocia trabajos de perforación, reparación, completamiento y reacondicionamiento de hoyo, útil tanto en ambientes terrestres como marinos. Esta tubería generalmente es construida de una aleación especial de carbón – acero, que poseen características de flexibilidad, anti oxidación, resistencia al fuego en algunos casos, entre otras.

2.2 EMPAQUETADOR HIDRÁULICO MODELO: 2HJ (tipo tandem)

El empaquetador tándem modelo 2HJ es un empaquetador de fijación hidráulica y librado con $\frac{1}{4}$ de giro a la derecha. Diseñada para ser usado en instalaciones selectivas como packer de producción o para pozos inyectores donde es necesario no mover el tubing durante su instalación (ver figura 5). Es de fácil operación, tanto para la fijación hidráulica como para el librado mecánico. Una vez fijado puede quedar con peso, tensión o neutro sin que los cambios de presión y/o temperatura modifiquen su condición de empaquetamiento.

2.2.1 Características.

- Posee tres elementos empaquetadores.
- La fijación y empaquetamiento se logra aplicando presión en el interior del tubing utilizando tapón descartable o algún otro elemento que permita hermetizar el tubing.
- Fácil y seguro sistema de librado girando $\frac{1}{4}$ de giro a la derecha.
- Bajo costo de mantenimiento y reparación.

Figura 5. Packer 2HJ (tipo tandem).



3 DISEÑO CONCEPTUAL DE LA MAQUINA

Con este trabajo de grado se pretende dar una solución definitiva a la necesidad que presenta la empresa Field Service Solution (FES) en cuanto al desmonte y ensamble de herramienta petrolera de una manera eficiente, rápida y segura tanto para la empresa como para el operario, ya que esta tarea se realiza de forma manual, lo que genera grandes esfuerzos por parte del operario quien no está exento de un accidente por la naturaleza misma del método de trabajo.

Con la implementación de esta mejora se evita cualquier tipo de daño físico en la herramienta (packer) que conlleve a un deterioro prematuro en su estructura, y a su vez previene al operario de cualquier perjuicio físico que atente contra su integridad.

Teniendo en cuenta las necesidades anteriormente mencionadas, se realiza un estudio de selección de las posibles alternativas por medio del despliegue de la función calidad (QFD).

3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)

Teniendo en cuenta la información previamente suministrada por la empresa, se hace posible desplegar la función calidad (QFD). En las celdas verticales situadas a la izquierda se ingresan los requerimientos del consumidor y en la parte superior se introducen los requisitos de ingeniería que se plantean por los autores para este problema (ver tabla 1).

3.2 MATRIZ CALIDAD

Tabla 1. Matriz QFD.

MATRIZ QFD		PONDERACIONES:									
		0 – NO EXISTE RELACIÓN	1 – POCA RELACIÓN	4 –MEDIA RELACIÓN	9 – ALTA RELACIÓN	ENSAMBLE SIMPLE	POCAS PIEZAS	ELEMENTOS QUE SE ENCUENTREN EN EL	DIMENSIONES Y PESO	SISTEMA ADECUADO DE TORQUE	SELECCIÓN ADECUADA DE LA LLAVE DE ESTRUCTURA OPTIMA
11.	EFICAZ	0	0	0	1	9	9	9	1	9	
		0	0	0	5	80	99	70	30	99	
10.	EFICIENTE	0	0	0	1	9	9	4	1	9	
		0	0	0	5	85	99	85	40	99	
9.	FUNCIONAL	0	0	0	1	9	9	9	4	9	
		0	0	0	10	90	99	80	5	99	
8.	ADAPTABLE A CUALQUIER TIPO DE LLAVE	1	0	0	0	4	9	9	0	9	
		60	60	15	40	10	99	70	5	90	
7.	ALTA SEGURIDAD EN LA OPERACIÓN	0	0	0	0	9	1	4	0	9	
		40	0	0	40	80	90	85	50	30	
6.	FÁCIL DE OPERAR	4	4	0	4	9	9	4	0	9	
		10	10	0	20	60	90	80	0	90	
5.	BAJO NIVEL ACÚSTICO	0	0	0	0	9	0	0	0	1	
		0	0	0	0	40	0	0	0	0	
4.	FÁCIL MANTENIMIENTO	9	4	0	1	9	1	1	0	4	
		70	60	10	32	80	20	70	0	80	
3.	ECONÓMICO	9	9	9	4	9	9	4	9	4	
		10	50	70	50	80	90	50	90	30	
2.	RESISTENTE ESTRUCTURALMENTE	0	4	4	9	0	0	9	9	4	
		0	0	0	70	10	70	80	99	60	
1.	ESTÉTICO	0	1	0	4	0	0	4	1	1	
		0	0	0	40	0	0	20	0	0	
<u>TOTALES</u>		190	180	95	312	615	756	690	319	677	

3.3 PONDERACIÓN DE RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN

Los resultados obtenidos a partir de la matriz calidad muestran las especificaciones que se tuvieron en cuenta para el proceso de diseño del equipo. Estas se muestran a continuación con su respectiva ponderación (ver tabla 2).

Tabla 2. Tabla de ponderación matriz QFD.

ESPECIFICACIÓN DE DISEÑO	PONDERACIÓN	PORCENTAJE
Selección adecuada de la llave de tubería	756	35.61%
Estructura optima	690	32.50%
Sistema eléctrico e hidráulico adecuado	677	31.89%

3.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Para dar conclusión al problema identificado en torno a la sujeción de los packer se plantean alternativas de solución basadas en los sistemas utilizados en este proceso. Con esto se busca cumplir los requisitos definidos por el usuario y los objetivos propuestos para este proyecto.

Alternativa 1: Selección de un equipo convencional de torquadora hidráulica.



Alternativa 2: Rediseño de la maquina torquadora PETOL HYDRA-TORK Units.



Alternativa 3: Diseño de una nueva máquina torquadora.

3.4.1 Selección de un equipo convencional de torquadora hidráulica.

Actualmente se encuentran unidades hidráulicas diseñadas para torquear tubería de todos los tamaños a diferentes torques. Estas permiten realizar el proceso de desmonte bajo condiciones normales de operación, es decir, se garantiza la seguridad del personal y el costo generado por el proceso se justifica con la labor realizada. Los equipos que cumplen algunas de las características mencionadas en el despliegue de la matriz QFD se presentan a continuación (Ver tabla 3).

Tabla 3. Torqueadoras existentes en el mercado.

EQUIPO	ESPECIFICACIONES	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p><u>PETOL™ Portable HYDRA-TORK™</u></p> <p>Figura 6. Unidad portable Petol U4174.</p>  <p>Fuente: http://www.gearench.com/products/hydra-torks-portable</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Rango de diámetros de operación de 3-1/4” a 8-1/4”. • Carga máxima de trabajo de 17500 lb-ft. • Contiene una válvula de alivio de presión que se puede ajustar de acuerdo a cada trabajo. • La llave de tubería se ajusta a los diferentes diámetros mediante el ajuste de la tuerca de la cadena para un ajuste firme. 	<ul style="list-style-type: none"> • Adaptable a cualquier unidad hidráulica capaz de entregar 3000 psi. • Facilidad en el transporte del equipo por tratarse de un equipo totalmente portátil. • Alta capacidad de trabajo. • Realiza el trabajo de forma rápida, eficaz y segura. 	<ul style="list-style-type: none"> • La configuración de las llaves de tubería impide que esta pueda ser utilizada para trabajo manual de desmonte y ensamble por su corto brazo. • La válvula direccional de la unidad de potencia, es comandada mecánicamente.
<p><u>PETOL™Hydraulic Friction Breakout</u></p> <p>Figura 7. Unidad de sujeción por fricción.</p>  <p>Fuente: http://www.gearench.com/products/hydra-friction-breakout-unit</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Diseñada para formar y romper uniones de tubería sin estropear la superficie de piezas que requieran un especial cuidado. • cargas máximas de trabajo van desde 500 lbf-ft hasta 5000 lbf-ft dependiendo del tamaño de la herramienta que se vaya a usar. • Esta máquina aprieta por fricción, lo cual requiere que la llave trabaje para un diámetro exterior en específico. 	<ul style="list-style-type: none"> • Adaptable a cualquier unidad hidráulica capaz de entregar 5000 psi. • Las llaves tienen acción de trinquete perfecta y tienen un pasador que permite cambiar la llave de acuerdo al diámetro de tubería a emplear. • La llave de tubería de la máquina también puede utilizarse para operación manual. 	<ul style="list-style-type: none"> • La llave empleada por esta unidad solo sirve para un diámetro específico. • Ya que el principio del trabajo es debido a la fricción, el valor de torque del torque a realizar es bajo comparado con otras unidades torqueadoras.

<p style="text-align: center;"><u>PETOL™ Tong Jack</u></p> <p>Figura 8. Unidad portátil neumática.</p>  <p>Fuente: http://www.gearench.com/products/tong-jack</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Es una unidad neumática y portátil. • Está diseñada para una amplia variedad de pinzas o herramientas de tubería, cumpliendo requisitos específicos de par, diámetro y ancho de agarre • Carga máxima de trabajo de 3500 lb-ft. 	<ul style="list-style-type: none"> • Facilidad en el transporte del equipo por tratarse de un equipo totalmente portátil. • Fácil montaje y desmonte de la llave de tubería, para trabajar de manera manual o con la máquina. 	<ul style="list-style-type: none"> • Por tratarse de un equipo neumático, las prestaciones de fuerza no son elevadas comparadas con un equipo hidráulico. • La llave de tubería hace trinquete hacia arriba, es decir, cuando el mango sube, la llave agarra la tubería.
<p style="text-align: center;"><u>PETOL™ HYDRA-TORK™ Units</u></p> <p>Figura 9. Unidad hydra tork Petol.</p>  <p>Fuente: http://www.gearench.com/products/hydra-torks</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Está clasificada para la operación de tubería de 2” a 8” de diámetro. • Carga máxima de trabajo de 14000 lbf-ft. • La unidad está equipada con una llave Petol Visetongs y un soporte Tongvises para proporcionar la mayor fuerza y reducir al mínimo las marcas en las superficies de la tubería. • Incluye una consola de control para el sistema hidráulico que indica la presión de salida respecto al par de torsión. 	<ul style="list-style-type: none"> • Las dimensiones del banco permiten trabajar cualquier tamaño y longitud de tubería. • El diseño de la llave permite un rango más alto de torque y por ser un equipo hidráulico, las prestaciones de fuerza son elevadas. • La llave y los soportes pueden trasladarse longitudinalmente por el banco. • Posee un sistema de control semiautomático para el movimiento del actuador. 	<ul style="list-style-type: none"> • La máquina solo está diseñada para un tipo de llave de tubería. • Su mantenimiento debe ser llevado por personal calificado. • Debido a su robustez requiere de una prestación de espacio elevada. • Costo aproximado de US150.000.

AutoTORQ Chain Pipe Wrench

Figura 10. AutoTorq.



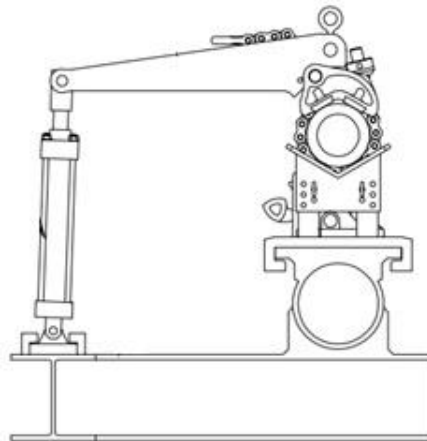
Fuente: <http://www.fastorq.com/wp-content/uploads/AutoTORQ-PW.pdf>

- | | | |
|--|---|---|
| <ul style="list-style-type: none">• Existen cinco modelos de esta en el mercado, con fuerza de torsión que va desde 5000 lb-ft a 82000 lb-ft.• Al ser una herramienta portátil ofrece a los operadores la capacidad de ser transportada a cualquier parte.• Proporciona una alternativa más segura y rápida, la cual ayuda a eliminar más de la mitad de las lesiones ocasionadas por la operación de equipos torquedores en una plataforma de perforación | <ul style="list-style-type: none">• Velocidad de trabajo alta por tratarse de un equipo que trabaja de forma autónoma.• Fácil instalación en cualquier tamaño de tubería.• Es un equipo ligero fácil de llevar a cualquier lugar de difícil acceso. | <ul style="list-style-type: none">• No tiene banco para soportar la tubería.• Costo aproximado de US36000. |
|--|---|---|

3.4.2 Rediseño de la maquina torqueadora PETOL™ HYDRA-TORK Units.

De las máquinas torqueadoras presentes en el mercado, la que más se acerca a los requerimientos de la empresa es la unidad “*petol hydra-tork*”. Esta unidad tiene la versatilidad de trabajar con rangos altos de presión y torque para diferentes diámetros de tubería. La solución consiste en comprar y modificar la máquina a las especificaciones de diseño planteadas anteriormente pero el único inconveniente es su alto costo de adquisición (US150.000). Debido al alto valor del dólar en la actualidad, resulta más pertinente y económico diseñar y fabricar la maquina en Colombia, ya que la empresa cuenta con los equipos metalmecánicos para su fabricación. Con esto podemos utilizar como modelo la maquina ya mencionada para el diseño del nuevo dispositivo (ver figura 11).

Figura 11. Vista lateral de la torqueadora PETOL™ HYDRA-TORK Units.

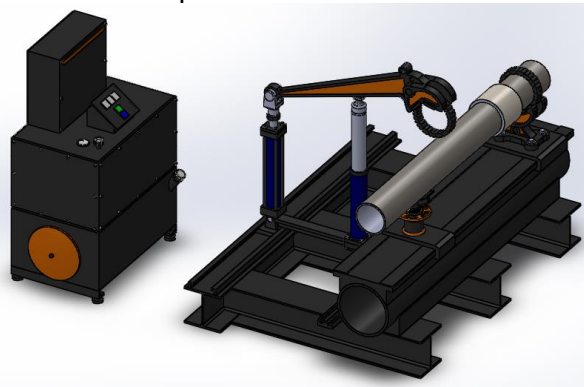


Fuente: Disponible en internet <<http://www.gearench.com/products/hydra-torks>>

3.4.3 Diseño de una nueva torqueadora.

Como tercera alternativa para dar solución a la necesidad planteada y cumplir con los objetivos del proyecto, se propone fabricar desde cero un equipo torqueador a partir de una maquina ya existente en el mercado para disminuir en gran medida los costos de compra e importación. Esta máquina será comandada hidráulicamente debido a las exigencias de torsión (torque máximo de 14000 lbf-ft) y su nueva estructura deberá adaptarse a una determinada longitud de mango de llave y a un rango de diámetro de tubería que oscila entre 2 a 8 pulgadas (Ver figura 12).

Figura 12. Diseño de la nueva torquadora.



3.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Teniendo en cuenta el análisis realizado para cada una de las alternativas planteadas y en base a la matriz QFD, se realiza una tabla para determinar la alternativa más adecuada para solucionar el problema, según los parámetros de diseño más representativos planteados por los autores en conjunto con el usuario final. Se evaluará cada una de las especificaciones en un rango de [0-5], siendo el cero el valor más bajo y cinco el más alto (ver tabla 4).

Tabla 4. Matriz de ponderaciones para la evaluación de alternativas.

CRITERIO DE EVALUACIÓN		ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3	
		N O T A	PONDERADO	N O T A	PONDERADO	N O T A	PONDERADO
Selección adecuada de la llave de tubería	35.61%	5	1.7805	5	1.7805	5	1.7805
Estructura optima	32.50%	0	0	0	0	4	1.3
Sistema eléctrico e hidráulico adecuado	31.89%	4	1.2756	3	1.0683	4	1.2756
TOTAL			3.0561		2.8488		4.3561

Después de realizar la respectiva evaluación de las tres alternativas por medio de la ponderación de los requerimientos de diseño planteados y la matriz QFD, se concluyó que la mejor alternativa para dar solución al problema es la tercera. Esta solución propone el diseño de un nuevo equipo de maquina torquadora,

en aras de facilitar el ensamble y desmonte de tubería de pozo, reduciendo drásticamente el tiempo en la operación y el riesgo de lesiones.

En base a estos parámetros, se evidencian también, las tres características de diseño más relevantes, necesarias para cumplir con los requerimientos del usuario. En seguida se realizará la matriz de calidad correspondiente a cada una de las tres características de diseño, con la finalidad de establecer los criterios de evaluación para las alternativas (ver tablas 5 a 12).

3.6 MATRIZ CALIDAD DE LAS CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO MÁS RELEVANTES

3.6.1 Selección adecuada de la llave de tubería.

Tabla 5. Matriz QFD de la selección adecuada de llave de tubería.

<u>MATRIZ QFD</u>		RESISTENTE	RESISTENTE AL	DIMENSIONES Y PESO	FÁCIL ACCESO EN EL	FÁCIL DE OPERAR
		ESTRUCTURALMENTE	DESGASTE		MERCADO	
6.	BUEN AGARRE	0	4	0	0	4
		0	60	0	0	75
5.	SEGURA DE OPERAR	9	4	0	0	9
		85	80	0	0	85
4.	FÁCIL DE OPERAR	0	1	9	0	0
		0	20	99	0	99
3.	ACCIÓN DE TRINQUETE	4	0	0	0	1
		60	0	0	0	90
2.	COSTO ECONÓMICO	9	0	9	9	9
		90	0	99	99	20
1.	FÁCIL TRANSPORTE	0	0	9	0	0
		0	0	99	0	0
<u>TOTALES</u>		235	160	297	99	368

3.6.1.1 Ponderación de resultados.

Tabla 6. Ponderación de resultados, selección adecuada de la llave de tubería.

ESPECIFICACIÓN DE DISEÑO	PONDERACIÓN	PORCENTAJE
Resistente estructuralmente	235	26.11%
Dimensiones y peso	297	33.00%
Fácil de operar	368	40.89%

3.6.2 Estructura óptima.

Tabla 7. Matriz QFD de la estructura óptima.

MATRIZ QFD		PONDERACIONES:					
		ENSAMBLE SIMPLE	POCAS PIEZAS	ELEMENTOS QUE SE ENCUENTREN FÁCIL EN EL MERCADO	MATERIALES	DIMENSIONES Y PESO	RESISTENTE ESTRUCTURALMENTE
7.	COSTO ECONÓMICO	1	1	9	4	4	9
		10	25	90	60	65	99
6.	DIMENSIÓN ESTRUCTURAL	9	9	4	9	9	9
		85	85	70	85	99	99
5.	ALTA CONFIABILIDAD	1	1	1	0	9	9
		20	20	10	0	99	99
4.	FUNCIONAL	4	4	1	1	1	1
		40	40	15	25	20	20
3.	SEGURIDAD AL MOMENTO DE LA OPERACIÓN	1	1	1	1	9	9
		20	20	20	20	99	90
2.	FÁCIL MANTENIMIENTO	9	9	1	9	0	0
		99	99	10	99	0	0
1.	ESTÉTICO	9	9	1	9	4	4
		85	85	35	90	55	55
<u>TOTALES</u>		359	374	250	379	437	462

3.6.2.1 Ponderación de resultados.

Tabla 8. Ponderación de resultados, estructura óptima.

ESPECIFICACIÓN DE DISEÑO	PONDERACIÓN	PORCENTAJE
Materiales	379	29.66%
Dimensiones y peso	437	34.20%
Resistente estructuralmente	462	36.14%

3.6.3 Sistema eléctrico.

Tabla 9. Matriz QFD del sistema eléctrico.

MATRIZ QFD		PONERACIONES: 0 – NO EXISTE RELACIÓN 1 – POCA RELACIÓN 4 –MEDIA RELACIÓN 9 – ALTA RELACIÓN			
		ENSAMBLE SIMPLE	POCAS PIEZAS	ELEMENTOS QUE SE ENCUENTREN EN EL MERCADO	DISEÑO ELÉCTRICO ADECUADO
8.	EFICAZ	0	0	0	9
		0	0	0	95
7.	EFICIENTE	0	0	0	9
		0	0	0	95
6.	FUNCIONAL	0	0	0	9
		0	0	0	95
5.	COMPACTO	9	9	4	9
		80	95	40	90
4.	ALTA SEGURIDAD EN LA OPERACIÓN	4	0	0	9
		30	0	0	70
3.	FÁCIL DE OPERAR	0	0	0	9
		0	0	0	80
2.	FÁCIL MANTENIMIENTO	4	4	9	9
		60	70	80	80
1.	ECONÓMICO	9	9	9	9
		80	95	95	85
<u>TOTALES</u>		250	260	215	690

3.6.3.1 Ponderación de resultados.

Tabla 10. Ponderación de resultados, sistema eléctrico.

ESPECIFICACIÓN DE DISEÑO	PONDERACIÓN	PORCENTAJE
Ensamble simple	250	20.83%
Pocas piezas	260	21.67%
Diseño eléctrico adecuado	690	57.50%

3.6.4 Sistema hidráulico.

Tabla 11. Matriz QFD del sistema hidráulico.

MATRIZ QFD PONDERACIONES: 0 – NO EXISTE RELACIÓN 1 – POCA RELACIÓN 4 – MEDIA RELACIÓN 9 – ALTA RELACIÓN		ENSAMBLE SIMPLE	POCAS PIEZAS	ELEMENTOS QUE SE ENCUENTREN EN EL MERCADO	DIMENSIONES Y PESO	RESISTENCIA AMBIENTAL	ESTRUCTURA OPTIMA	DISEÑO HIDRÁULICO ADECUADO
		10.	EFICAZ	0	0	0	1	1
		0	0	0	5	0	70	95
9.	EFICIENTE	0	0	0	1	1	4	9
		0	0	0	5	0	80	95
8.	FUNCIONAL	0	0	0	1	4	9	9
		0	0	0	10	40	75	90
7.	TRABAJO PESADO	0	0	0	9	9	9	9
		0	0	0	70	80	85	99
6.	ALTA SEGURIDAD EN LA OPERACIÓN	4	0	0	4	4	9	9
		30	0	0	50	60	85	99
5.	FÁCIL DE OPERAR	4	4	0	4	0	4	9
		10	10	0	20	0	80	90
4.	BAJO NIVEL ACÚSTICO	0	0	0	0	0	0	9
		0	0	0	0	0	0	80
3.	FÁCIL MANTENIMIENTO	9	9	9	1	0	0	4
		70	60	80	30	40	70	80
2.	ECONÓMICO	9	9	9	4	1	4	9
		10	50	70	50	5	40	30

1.	ESTÉTICO	0	1	0	0	0	4	1
		0	0	0	30	0	0	0
<u>TOTALES</u>		120	120	150	270	225	585	758

3.6.4.1 Ponderación de resultados.

Tabla 12. Ponderación de resultados, sistema hidráulico.

ESPECIFICACIÓN DE DISEÑO	PONDERACIÓN	PORCENTAJE
Dimensiones y peso	270	16.74%
Estructura óptima	585	36.26%
Diseño hidráulico adecuado	758	47.00%

3.7 PLANTEAMIENTO DE LAS PROPUESTAS DE DISEÑO

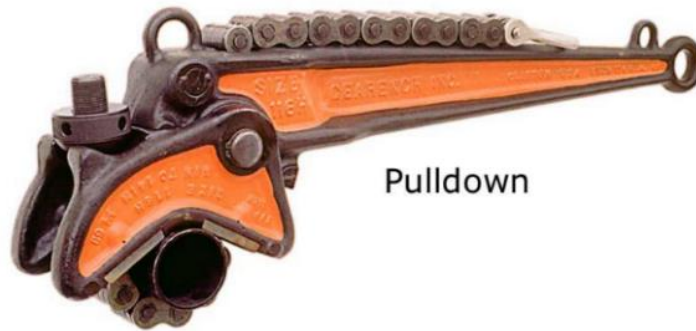
En base a los resultados obtenidos a través de la matriz calidad y la ponderación de prioridades a tener en cuenta, se proponen alternativas para dar solución a cada una de las características de diseño más relevantes.

3.7.1 Planteamiento de propuestas para la llave de tubería más adecuada.

3.7.1.1 Propuesta de diseño analizada 1. Llave PETOL™ VISETONGS PULLDOWN VTDA115H.

Esta llave tiene la particularidad de agarrar y roscar la tubería con un movimiento descendente (de arriba hacia abajo), lo que contribuye a la naturaleza misma de la aplicación de la fuerza, puesto que por comodidad en la operación y para el operario en dado caso que se requiera realizar un ajuste manual, el aplicar la fuerza de manera descendente es mucho más fácil. Su resistencia estructural está diseñada bajo carga máxima de 14000 lbf-ft, tiene un peso de 79 lb, una longitud de 24" y maneja un rango de diámetro de tubería de 2" a 8", lo cual garantiza que se cumple los requerimientos de diseño (Ver figura 13).

Figura 13. PETOL™ VISETONGS PULLDOWN VTDA115H.



Fuente: Disponible en internet en <<http://www.gearench.com/products/visetongs.asp>>

3.7.1.2 Propuesta de diseño analizada 2. Llave PETOL™ VISETONGS PUSHUP VTDA115H.

Esta llave funciona de manera ascendente (de abajo hacia arriba), lo que no contribuye positivamente a la naturaleza de la aplicación de la fuerza, puesto que sería incómodo tanto para la operación semiautomática como para la manual, ya que no es recomendable aplicar este tipo de fuerzas de manera ascendente. Su resistencia estructural está diseñada bajo carga máxima de 14000 lbf-ft, tiene un peso de 79 lb, una longitud de 24" y maneja un rango de diámetro de tubería de 2" a 8", lo cual garantiza que se cumple los requerimientos de diseño (Ver figura 14).

Figura 14. PETOL™ VISETONGS PUSHUP VTDA115H.



Fuente: Disponible en internet en <<http://www.gearench.com/products/visetongs.asp>>

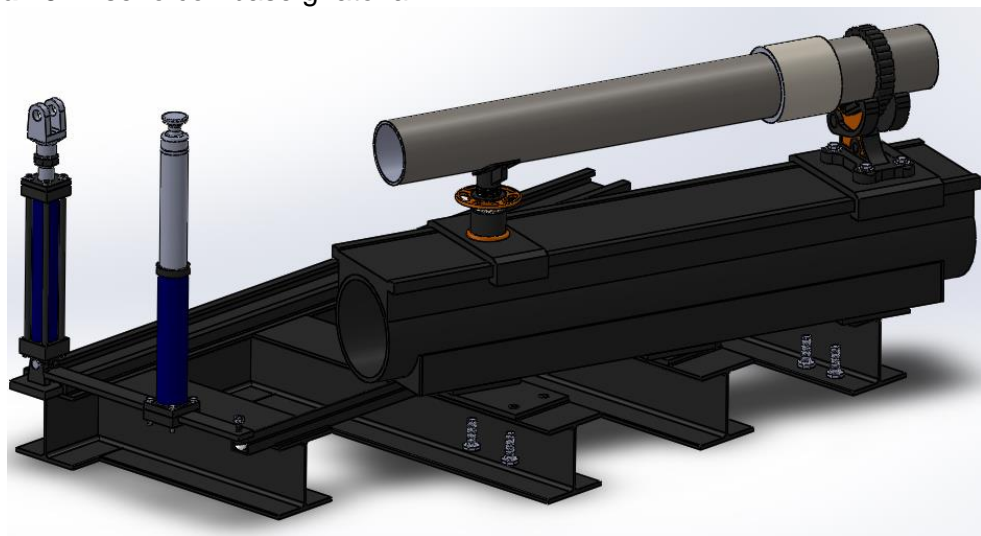
3.7.2 Planteamiento de propuestas para la estructura más óptima.

3.7.2.1 Propuesta de diseño analizada 1. Estructura base giratoria para soporte del packer.

El packer hidráulico presenta uniones roscadas derechas e izquierdas y con este diseño se busca dar solución a ese problema. Esta alternativa evitaría el desmonte de la pieza para su posterior giro sobre los soportes y así continuar la operación de desmonte o ensamble. El gran inconveniente se da que para garantizar una estabilidad de la estructura base que soporta el packer con el armazón anclado al suelo, se requieren entre 8 a 16 pernos de sujeción para fijar estas dos piezas y así proceder a la aplicación de la fuerza. Esto conlleva un alto grado de ineficiencia en el trabajo ya que los tiempos que se requieren para soltar y fijar los pernos son altos y podrían sobrepasar los tiempos que requeriría simplemente soltar y girar el packer.

Debido al giro y a las dimensiones de la base que soporta la herramienta petrolera se haría necesario alargar los rieles que soportan los actuadores hidráulicos, lo que conlleva a una mayor longitud total de la máquina y por condiciones de espacio esto llegaría a ser un limitante (ver figura 15).

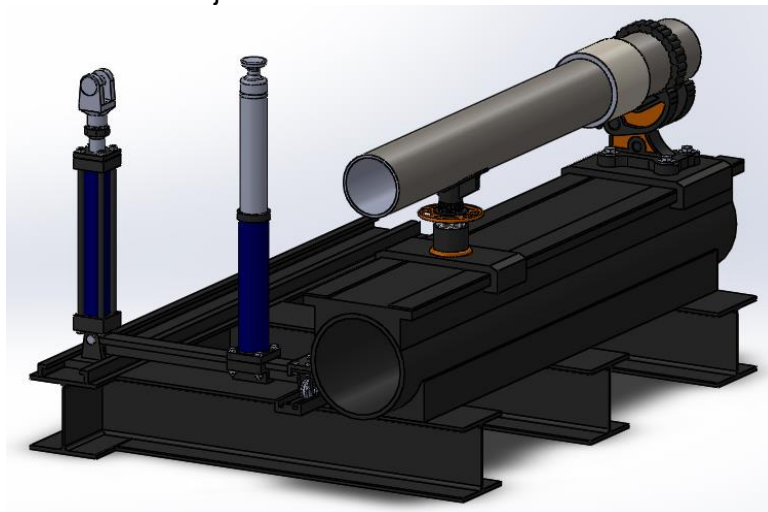
Figura 15. Diseño con base giratoria.



3.7.2.2 Propuesta de diseño analizada 2. Estructura base fija para soporte del packer.

Esta alternativa presenta una solución simple para el desarrollo de la operación de desmonte o ensamble, ya que es la opción más liviana y compacta y resistente posible. Con esta configuración y debido a la naturaleza de los tipos de rosca que presenta el packer, se hace necesario soltar el packer y girarlo como anteriormente se hacía, lo que conlleva un tiempo de pausa para poder continuar con el trabajo, pero reduce radicalmente el tiempo utilizado en hacer el trabajo mecánico de deshacer y unir estos empalmes con su correspondiente pausa de giro del packer y además el esfuerzo físico y la inseguridad para realizar esta tarea se reduce circunstancialmente (Ver figura 16).

Figura 16. Diseño con base fija.



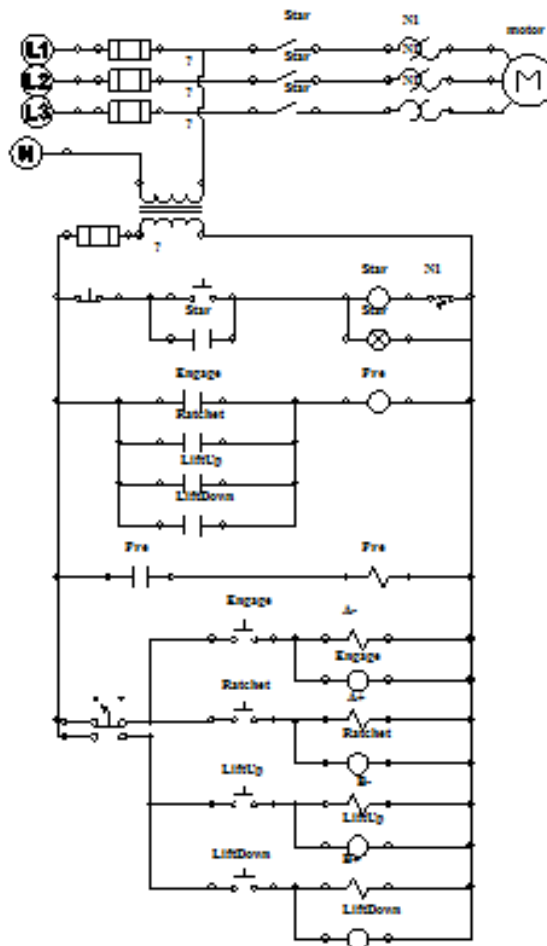
3.7.3 Planteamiento de propuestas para el sistema eléctrico.

3.7.3.1 Propuesta de diseño analizada 1. Sistema de control cableado.

Por sistema cableado se entiende todo circuito eléctrico o electrónico que exige el montaje de distintos módulos unidos (cableados) entre sí, para realizar un determinado proceso o secuencia lógica, que por lo general servirá para controlar un sistema de potencia (Ver figura 17). Este tipo de sistemas es empleado normalmente en el diseño de automatismos. A diferencia de los sistemas programados, la estructura de un sistema cableado suele ser rígida

y por lo tanto difícilmente modificable. La principal ventaja de emplear un sistema de este tipo suele ser su coste de fabricación en aquellos sistemas sin demasiada complejidad o para funcionalidades muy concretas. Esta es la principal causa para la elección entre un sistema cableado o uno programado.

Figura 17. Diseño de control cableado.



3.7.3.2 Propuesta de diseño analizada 2. Controlador lógico programable PLC.

Un PLC (*Programmable Logic Controller*), es una computadora utilizada en la ingeniería automática, para automatización a nivel industrial de procesos electromecánicos y electrohidráulicos tales como el control de la maquinaria en líneas de montaje o atracciones mecánicas. A diferencia de las computadoras de propósito general, el PLC está diseñado para múltiples señales de entrada y de salida, rangos de temperatura ampliados, inmunidad al ruido

eléctrico y resistencia a la vibración y al impacto. Los programas para el control de funcionamiento de la máquina se suelen almacenar en baterías con copia de seguridad o en memorias no volátiles. Un PLC es un ejemplo de un sistema en tiempo real «duro», donde los resultados de salida deben ser producidos en respuesta a las condiciones de entrada dentro de un tiempo limitado, de lo contrario no producirá el resultado deseado (Ver figura 18).

Figura 18. PLC.



Fuente: Disponible en internet en <http://siemenslogo.com>.

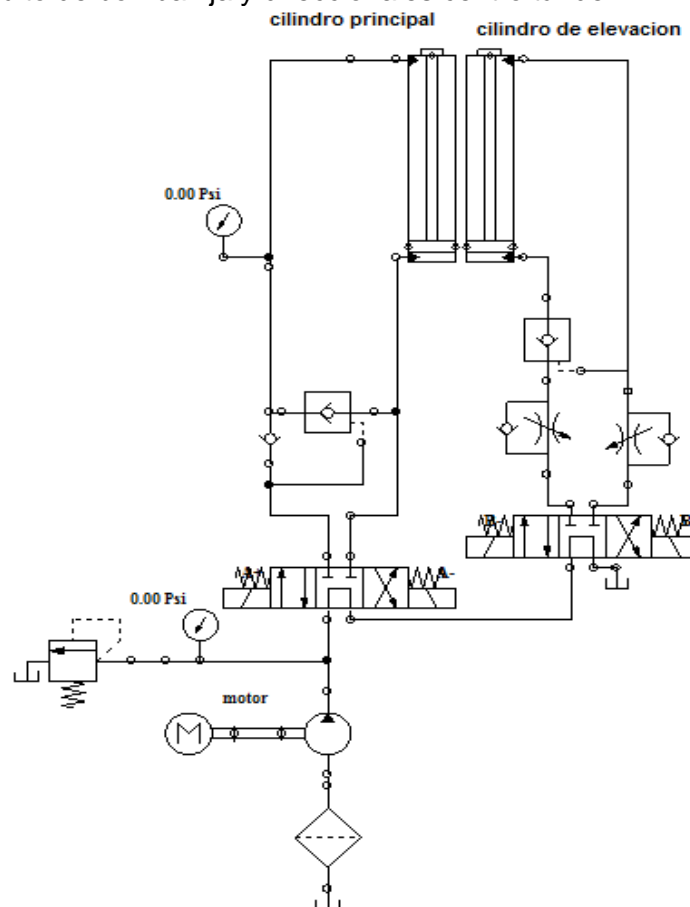
3.7.4 Planteamiento de propuestas para el sistema hidráulico.

3.7.4.1 Propuesta de diseño analizada 1. Bomba fija con direccionales centro tándem.

En la figura 19 se encuentra un montaje típico de regulación de velocidad de uno de los cilindros de doble efecto mediante dos estranguladores de caudal con anti retorno incorporado que controlan el aceite que sale de la cámara del émbolo en su retroceso y el aceite que sale de la cámara del vástago en su avance. Con ello se consigue reducir la velocidad del cilindro en sus dos movimientos. Si ponemos en marcha el circuito con los estranguladores abiertos, los movimientos se realizarán a la máxima velocidad que se ha calculado el caudal de la bomba. A medida que se vaya cerrando los estranguladores se incrementa la presión en la entrada del mismo, pero pasando todo el caudal a través de él, con lo que el aceite se calentará al rozar con dificultad por el estrangulador. Si se sigue cerrando el estrangulador, una parte del aceite sale por la limitadora y el resto va al cilindro, haciendo disminuir su velocidad. Esta disposición permite retener la carga cuando es negativa y evita su embalamiento. También vemos una

alimentación en serie entre los dos cilindros de doble efecto que llevan la conexión en serie en los distribuidores. Con este montaje se puede mover un cilindro si se acciona su palanca correspondiente. Si se accionan dos palancas al mismo tiempo, se mueven sus dos cilindros en conexión en serie. Para evitar un movimiento indeseado en el cilindro que soporta la llave de cadena o se ha detenido el funcionamiento de la unidad hidráulica, uno de los actuadores tiene una válvula anti retorno pilotada. En el circuito del cilindro principal se ha añadido un sistema de regeneración durante el avance del cilindro, esto permite que el actuador se mueva mucho más rápido en la extensión de este. En cuanto a la unidad hidráulica, este cuenta con una bomba de desplazamiento fijo con su respectiva válvula de alivio. Este sistema no requiere de una válvula de venteo, ya que el centro de las válvulas direccionales es centro tándem, lo que permite que la bomba sea venteadada cuando se centra alguna de los dos direccionales.

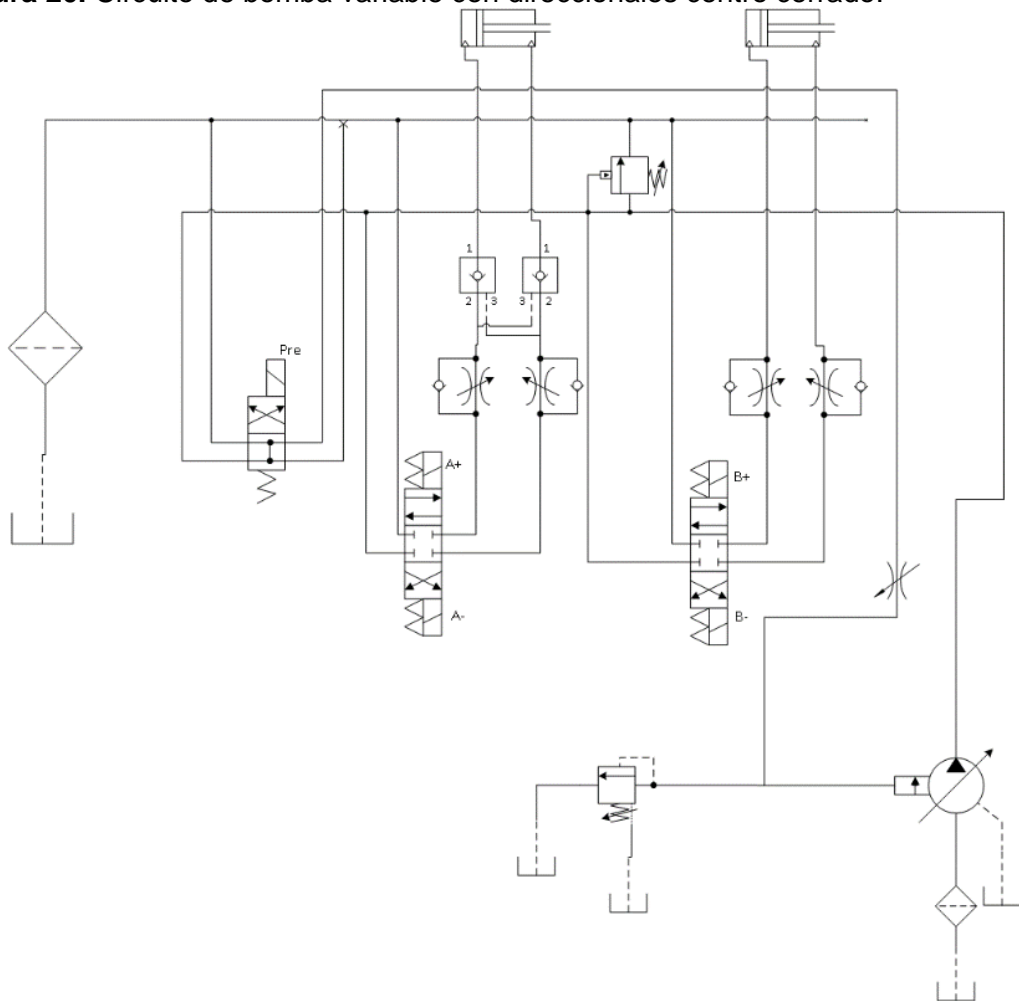
Figura 19. Circuito de bomba fija y direccionales centro tándem.



3.7.4.2 Propuesta de diseño analizada 2. Bomba variable con direccionales centro cerrado.

En este sistema, se encuentra en la unidad hidráulica, una bomba de desplazamiento variable compensada por presión con su respectiva válvula de venteo. Los actuadores hidráulicos están regulados por las válvulas estranguladoras de flujo y un cheque pilotado instalado en uno de los cilindros. En este circuito el centro de las válvulas es centro cerrado, por lo que es necesario agregar un sistema de venteo en la bomba (Ver figura 20). El centro de las válvulas permite que los cilindros trabajen de manera independiente. La bomba tiene un control remoto de presión, este arreglo hace que el compensador de presión de la bomba sea manipulado de manera remota.

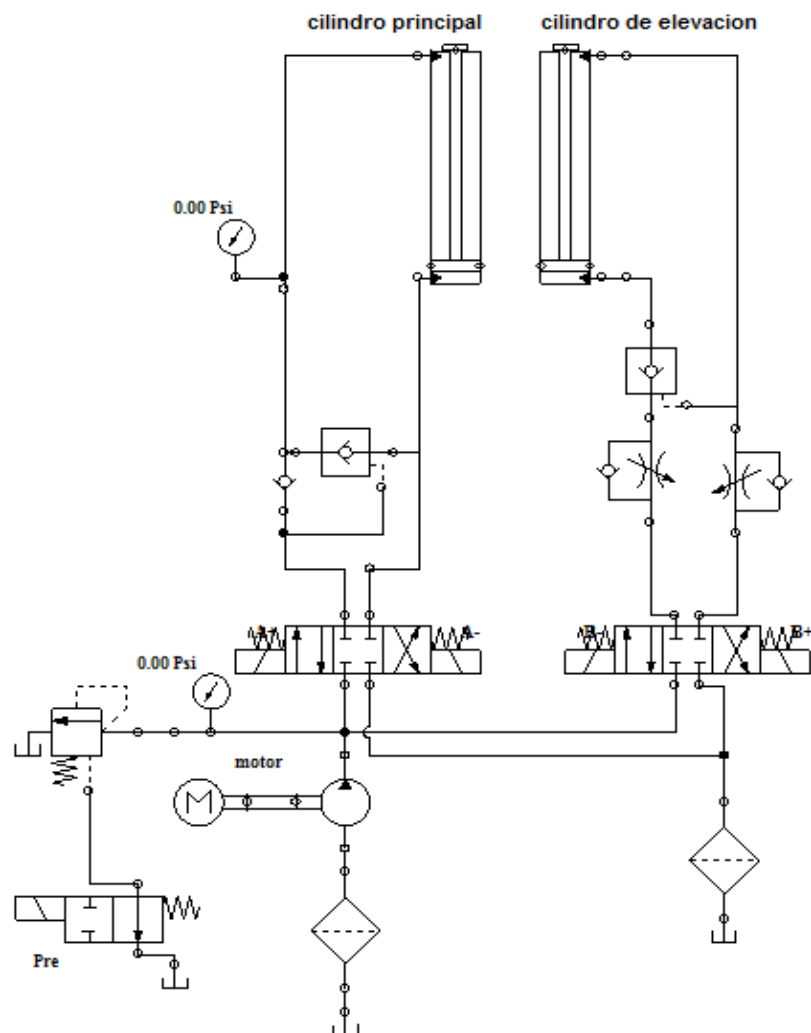
Figura 20. Circuito de bomba variable con direccionales centro cerrado.



3.7.4.3 Propuesta de diseño analizada 3. Bomba fija con direccionales centro cerrado.

Este circuito se compone de una bomba de desplazamiento fijo con su respectiva válvula de alivio y válvula de venteo, dos válvulas direccionales de centro cerrado y dos actuadores (ver figura 21). El plano de esta alternativa es muy parecido a la primera alternativa, solo que difiere en el centro de las válvulas y esto hace necesario instalar una válvula direccional normalmente abierta para que el sistema inicie en venteo.

Figura 21. Circuito de bomba fija con direccionales centro cerrado.



3.8 VALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

La evaluación de alternativas en función de sus ponderados se encuentra enseguida (ver tablas 13 a 16).

Tabla 13. Evaluación de alternativas para llave de tubería adecuada.

LLAVE DE TUBERÍA		ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
CRITERIO DE EVALUACIÓN		N O T A	PONDERADO	N O T A	PONDERADO
Resistente estructuralmente	26.11%	5	1.3055	5	1.3055
Dimensiones y peso	33.00%	4	1.32	4	1.32
Fácil de operar	40.89%	5	2.0445	1	0.4089
TOTAL		4.67		3.0344	

Tabla 14. Evaluación de alternativas para estructura óptima.

ESTRUCTURA OPTIMA		ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
CRITERIO DE EVALUACIÓN		N O T A	PONDERADO	N O T A	PONDERADO
Materiales	29.66%	4	1.1864	4	1.1864
Dimensiones y peso	34.20%	2	0.684	5	1.71
Resistente estructuralmente	36.14%	5	1.807	5	1.807
TOTAL		3.6774		4.7034	

Tabla 15. Evaluación de alternativas para sistema eléctrico.

SISTEMA ELÉCTRICO		ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2	
CRITERIO DE EVALUACIÓN		N O T A	PONDERADO	N O T A	PONDERADO
Ensamble simple	20.83%	1	0.2083	5	1.0415
Pocas piezas	21.67%	1	0.2167	5	1.0835

Diseño eléctrico adecuado	57.50%	5	2.875	5	2.875
TOTAL		3.3		5	

Tabla 16. Evaluación de alternativas para sistema hidráulico.

SISTEMA HIDRÁULICO		ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3	
CRITERIO DE EVALUACIÓN		N O T A	PONDERADO	N O T A	PONDERADO	N O T A	PONDERADO
Dimensiones y peso	16.74%	4	0.6696	3	0.5022	3	0.5022
Estructura óptima	36.26%	4	1.4504	4	1.4504	4	1.4504
Diseño hidráulico adecuado	47.00%	3	1.41	4	1.88	2	0.94
TOTAL		3.53		3.8327		2.8926	

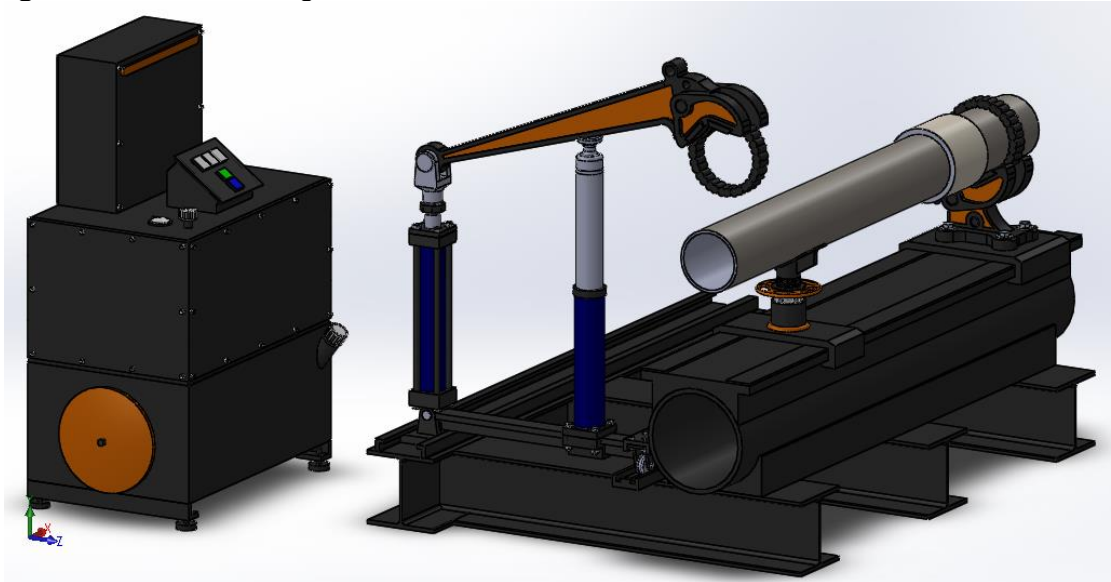
3.9 ESPECIFICACIONES DE LA PROPUESTA SELECCIONADA

La alternativa seleccionada como la más viable, es el producto de la unión de cada una de las alternativas seleccionadas para cada característica de diseño a evaluar, las cuales en conjunto garantizan que se cumplan todas las expectativas por parte del usuario (ver figura 22). En síntesis, se determinó que las mejores opciones son las siguientes:

- Según la llave de tubería para la sujeción de los packer, alternativa 1: una llave de cadena con ajuste por trinquete descendente; la cual facilita tanto el trabajo manual como hidráulico debido a la naturaleza misma de la aplicación de la fuerza.
- Según la estructura base para el soporte de la herramienta petrolera, alternativa 2: una base fija resistente estructuralmente; la cual reduce el tamaño, peso y complejidad de la máquina, logrando así minimizar drásticamente el tiempo y esfuerzo físico requeridos para la realización eficiente del trabajo de sujeción y desmonte, optimizando la productividad de la planta.

- Según el sistema eléctrico para manipulación semiautomática de la máquina, alternativa 2: reduce los costos de mano de obra ya que permite automatizar las tareas de la máquina, su instalación es sencilla, ocupa poco espacio y maneja múltiples equipos de manera simultánea. También permite un mejor monitoreo de los procesos y se ahorran costos de operación, mantenimiento e incluso energía.
- Según el sistema hidráulico para el accionamiento del actuador y posterior movimiento de roscado, alternativa 2: al utilizar una bomba de desplazamiento variable en un circuito abierto, el control de esta produce una cantidad de flujo necesario para las condiciones de operación del sistema, a diferencia de las bombas de desplazamiento fijo, el exceso de flujo es eliminado, evitando que una gran cantidad de energía se transforme en calor. Este tipo de bombas permite implementar diferentes controles según la aplicación, lo cual permite un ahorro significativo de energía y potencia consumida.

Figura 22. Alternativas ganadoras.



4 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

La función del circuito hidráulico es transportar la potencia desde el motor en este caso eléctrico hasta la herramienta. Para garantizar un correcto funcionamiento y que cumpla con lo requerido, este conjunto debe trabajar bajo unos parámetros a estimar que están directamente ligados a las necesidades finales de uso de la herramienta.

4.1 PARÁMETROS INICIALES PARA EL DISEÑO

El estudio realizado a los requerimientos que debe suplir esta máquina, permite establecer dos parámetros fundamentales de entrada para el correcto desarrollo del diseño del circuito hidráulico, el torque máximo de trabajo y la velocidad del actuador principal. En el sistema hidráulico se encuentran dos cilindros, uno principal que es el que ejerce la fuerza necesaria para producir el torque y el otro es un cilindro de elevación que tiene como función elevar la herramienta de trabajo una vez se termine de realizar la torsión.

4.1.1 Capacidad de torque.

Según la capacidad de torsión necesaria, el fabricante de la llave que se escogió para este trabajo presenta una tabla donde se encuentra el torque máximo de trabajo con su correspondiente carga, el rango de diámetros, el ancho de agarre y la longitud del brazo, los cuales se muestran a continuación (Ver tabla 23).

Figura 23. Especificaciones técnicas de la llave de cadena.

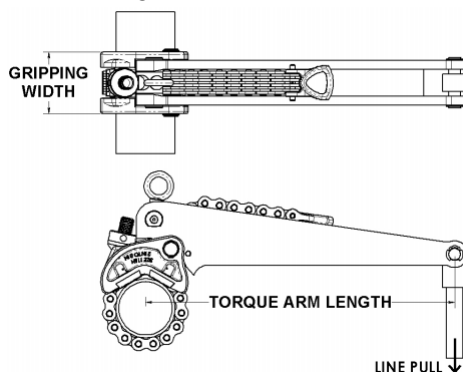
Tong	Diameter Range (inches)	Gripping Width (inches)	Torque Arm Length (inches)	Maximum Torque (foot-pounds)	Maximum Line Pull (pounds)
VTDA115H	2 – 8	5.25	27.00	14,000	6220
VTDA116H	4 – 14	7.25	39.38	50,000	15230
VTDA118	4 – 24	9.00	50.00	90,000	21600
VTDA120	6 – 24	12.63	41.00	235,000	68780

Fuente: Disponible en internet en <<http://www.gearench.com/products/visetongs.asp>>

El máximo valor de torque de la maquina a construir es de 14000 [lb-ft]. Con este valor y conociendo la longitud de brazo de la llave, se conoce la fuerza que debe hacer el actuador para alcanzar este valor de torsión. La llave usada para esta

operación como ya se mencionó en el capítulo anterior será la “PETOL™” VISETONGS PULLDOWN VTDA115H (ver figura 24).

Figura 24. Llave “PETOL” VTDA115H.



Fuente: Disponible en internet en <<http://www.gearench.com/products/visetongs.asp>>

Para conocer la presión que debe suministrar la bomba de la unidad hidráulica, es importante dimensionar el cilindro hidráulico. Los criterios que se utilizaron para encontrar el actuador que más se adapte a la aplicación, fueron determinados a partir de la presión de trabajo y la velocidad de operación ya que se busca que el sistema economice potencia y que la velocidad del actuador permita que la operación sea segura y se pueda tener control sobre esta (ver tabla 17).

Tabla 17. Especificaciones teóricas del sistema.

ESPECIFICACIONES TEÓRICAS DEL SISTEMA			
VARIABLE	VALOR	UNIDADES	ESPECIFICACIÓN
P_{max}	1300	psi	Presión máxima del sistema
F_{max}	6220	lbf	Fuerza máxima del actuador
$V_{trabajo}$	4	in/seg	Velocidad de trabajo del actuador

4.2 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA

Se debe partir del diseño conceptual del circuito hidráulico planteado anteriormente como alternativa ganadora (ver figura 25) para así poder determinar los elementos necesarios y garantizar el correcto funcionamiento de la maquina torqueadora, teniendo como base para su selección tres parámetros:

El circuito propuesto consta de 12 elementos básicos enumerados a continuación (ver tabla 18):

Tabla 18. Elementos constitutivos del circuito hidráulico.

NUMERO	ESPECIFICACIÓN
1	Motor eléctrico
2	Bomba variable compensada por presión
3	Válvula de alivio
4	Electroválvula direccional de 4 vías y 3 posiciones
5	Válvula antirretorno pilotada
6	Válvula de control de flujo
7	Electroválvula direccional de 4 vías y 2 posiciones
8	Válvula de secuencia
9	Válvula de control de flujo bidireccional
10	Cilindro de elevación (Soporta la herramienta)
11	Cilindro principal (Controla la herramienta)

Finalmente, para la compra de todos los elementos que componen el circuito hidráulico FES contactó con varios proveedores, llegando así a la mejor opción, *COHA S.A.S*⁴.

4.2.1 Dimensión y selección del actuador para la aplicación de la fuerza.

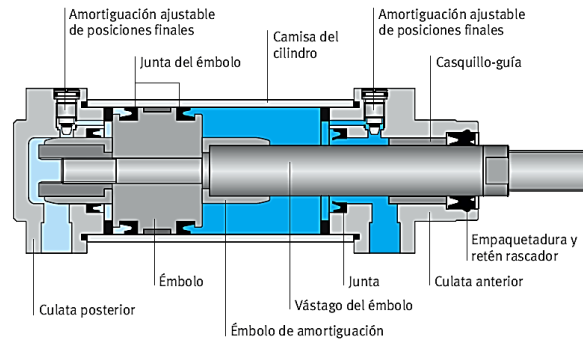
El cilindro hidráulico es un dispositivo que tiene como función convertir la potencia que posee un fluido en fuerza lineal (ver figura 26). La presión del fluido determina la fuerza de empuje del cilindro, mientras el caudal de la bomba establece la velocidad de desplazamiento del mismo.

En cuanto a las dimensiones del cilindro, el fabricante no cuenta con un catálogo normalizado de los cilindros, ya que las dimensiones del cilindro se hacen bajo petición del cliente, por lo tanto, durante el diseño de este elemento se tuvieron en cuenta diferentes medidas de diámetro de pistón y vástago que cumplieran

⁴ COHA S.A.S, es una compañía de Ingeniería especializada en el manejo de los conceptos, productos y aplicaciones de la variable de automatización oleo hidráulica, que cuenta con más de 40 años de experiencia.

en cuanto presión y caudal y después se aproximaron las medidas a valores conocidos en pulgadas.

Figura 26. Cilindro hidráulico de doble efecto.



Fuente: Disponible en internet <http://www.ehu.es/manufacturing/docencia/361_ca.pdf>

Se escoge el cilindro hidráulico por la necesidad de área anular, ya que la presión actúa por el lado del vástago cuando el actuador ejerce la fuerza para producir la torsión.

Se debe iniciar con un valor de presión no tan alto, partiendo de que el sistema tiene que economizar potencia, por lo tanto, se debe limitar la presión máxima de trabajo, que para efectos del cálculo se tomará de 1300 [psi] (Ver tabla 17).

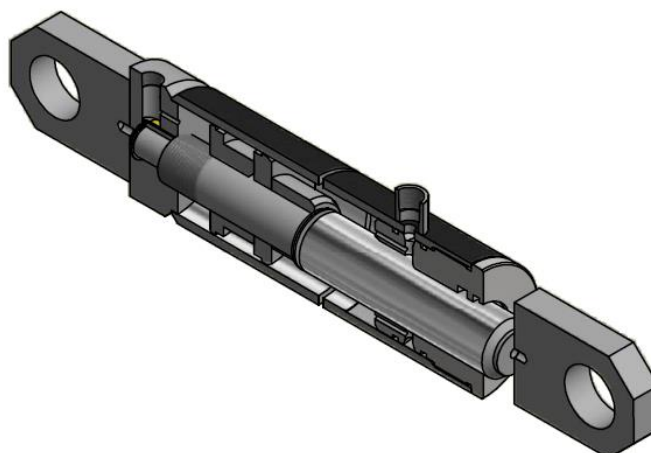
Para seleccionar el cilindro fue conveniente tomar diferentes medidas de diámetro de vástago y pistón que se aproximaran al área calculada del análisis de presión. Se comienza escogiendo unas dimensiones que cumplan la condición del área anular. Por recomendación del fabricante, se escoge un cilindro de diámetro de pistón de 3 [in] y diámetro de vástago de 1,5 [in] que corresponden a un área normalizada de 5,3 [in²]. Estos valores se tomaron con el propósito de que el cilindro principal pueda ser utilizado en otra aplicación donde los requerimientos de operación sean más altos que los calculados en este trabajo. El cilindro debe tener amortiguamiento en ambos lados para evitar los golpes y la sujeción del cilindro es a través de una horquilla en la base de este (ver figura 27).

Para la carrera del cilindro, es importante conocer la operación de la llave de cadena, ya que esta hace fuerza cuando la presión en el actuador es sobre el lado anular y libera cuando la presión sobre el cilindro es por el lado pistón, es decir, la llave realiza la torsión cuando el cilindro se retrae y libera cuando el cilindro se extiende. El fabricante de la llave de cadena recomienda que la relación de la longitud de la manija con la carrera del actuador debe ser de 2 a 1, es decir, la carrera del cilindro debe ser la mitad del largo de la manija. Esto es con el fin de que la acción de trinquete sea satisfactoria y la llave pueda liberar y deslizar sobre la pieza antes de volver a agarrar. En la tabla 19 se muestran las dimensiones del cilindro principal.

Tabla 19. Dimensiones del cilindro hidráulico principal.

DIMENSIÓN DEL ACTUADOR PRINCIPAL			
$A_{anular} = \frac{F}{P}$		$A_{anular} = \frac{\pi(D_p^2 - D_v^2)}{4}$	
Variables de entrada			
F_{max}	6220	Lbf	Fuerza máxima de la llave
P	1300	psi	Presión máxima
Variables de salida			
A_{anular}	5,3	in ²	Área anular del actuador por
D_p	3	in	Diámetro pistón
D_v	1.5	in	Diámetro vástago.
X	12	in	Carrera del actuador

Figura 27. Cilindro hidráulico principal.



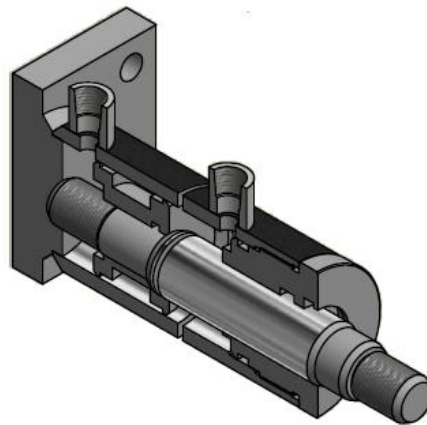
Fuente: COHA S.A.S

La máquina torquadora también cuenta con un cilindro secundario que es el encargado de elevar la llave una vez se haya terminado el proceso (ver figura 28). Para determinar las dimensiones de este actuador no fue necesario hacer cálculos hidráulicos ya que la presión de trabajo es muy pequeña comparada con la presión de trabajo del actuador principal. La única dimensión que se tuvo en cuenta fue la carrera del cilindro ya que debe ser capaz de elevar la llave lo suficiente para que el operario retire la pieza. En la tabla 20 se muestran las dimensiones del cilindro secundario. Los planos de los cilindros se evidencian en los anexos A y B.

Tabla 20. Dimensiones del cilindro hidráulico secundario.

DIMENSIÓN DEL ACTUADOR SECUNDARIO			
VARIABLE	VALOR	UNIDADES	ESPECIFICACIÓN
D_p	3	in	Diámetro pistón
D_v	1.5	in	Diámetro vástago.
X	8	in	Carrera del actuador

Figura 28. Cilindro hidráulico secundario.



Fuente: COHA S.A.S

4.2.2 Selección de la bomba.

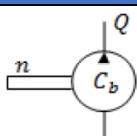
La bomba del sistema, el componente más importante del circuito hidráulico, se seleccionó teniendo en cuenta dos condiciones. Primero, que cumpliera con los tres parámetros ya mencionados y segundo que pueda trabajar en un rango amplio de presiones que van desde un valor cercano a cero hasta el valor máximo de presión. Esto implica que debe seleccionarse cuidadosamente la

bomba que va a contener el circuito hidráulico, ya que esta debe ser capaz de adaptarse a estas exigencias.

Teniendo en cuenta lo anterior se incurrió en la revisión de los diseños de bombas existentes en el mercado que suplieran estas necesidades, lo que llevó a establecer la mejor opción; una bomba de desplazamiento variable de pistones axiales compensada por presión con control remoto de presión. La característica principal de este tipo de bombas es que permite tener un campo de regulación de presión mucho más amplio, indispensable para que la máquina entregue el torque requerido para apretar el elemento a roscar.

De acuerdo a los parámetros iniciales del sistema, en la tabla 21 se muestran los valores más representativos de la bomba para su selección.

Tabla 21. Parámetros para la selección de la bomba.

DIMENSIÓN DE LA BOMBA			
		$Q = v * A \quad C_b = \frac{Q}{n}$	
		$C_{b \text{ real}} = \frac{C_b}{\eta_v} \quad Q_{\text{real}} = C_{b \text{ real}} * n$	
Variables de entrada			
v	4	in/s	Velocidad del actuador
A	5.3	in ²	Área anular del actuador
n	1800	rpm	Revoluciones del motor de la bomba
Variables de salida			
$C_{b \text{ real}}$	0,73	in ³ /rev	Desplazamiento real de la bomba
Q_{real}	5,72	gpm	Caudal real de la bomba
P	1300	psi	Presión máxima

En base a esta fundamentación, se encontró dentro del stock del proveedor una bomba de referencia en catalogo "PARKER" PAVC33R423 (ver anexo C) que cumple a cabalidad todas las condiciones para la cual fue seleccionada (ver figura 29). Esta bomba hidráulica es usada principalmente en equipo industrial y móvil, su amplio espectro de uso es dado a su versatilidad la cual es gracias a la forma en que maneja el cambio de desplazamiento. Tiene un cuerpo hecho en

hierro fundido de alta resistencia, la cual puede alcanzar presiones de hasta 3000 [psi] (ver tabla 22). Está basada en un diseño bastante sencillo, compuesta de dos piezas para facilitar su servicio y mantenimiento.

Tabla 22. Especificaciones de la bomba “PARKER” PAVC33R426.

Quick Reference Data Chart

Pump Model	Displacement CM ³ /REV (IN ³ /REV)	Pump Delivery @ 21 bar (300 PSI) in LPM (GPM)		*Approx. Noise Levels dB(A) @ Full Flow 1800 RPM (1200 RPM)				Input Power At 1800 RPM, Maximum Displacement & 207 bar (3000 PSI)	Operating Speed RPM (Maximum)	Pressure bar (PSI) Continuous (Maximum)
		1200 RPM	1800 RPM	34 bar	69 bar	138 bar	207 bar			
				(500 PSI)	(1000 PSI)	(2000 PSI)	(3000 PSI)			
PAVC33	33 (2.0)	39.4 (10.4)	59.0 (15.6)	75 (69)	76 (72)	78 (75)	79 (77)	21.3 kw (28.5 hp)	3000	207 (3000)
PAVC38	38 (2.3)	45.0 (11.9)	67.8 (17.9)	75 (69)	76 (72)	78 (75)	79 (77)	24.6 kw (33.0 hp)	3000	207 (3000)
PAVC65	65 (4.0)	78.7 (20.8)	118.1 (31.2)	77 (75)	78 (76)	80 (78)	81 (79)	43.1 kw (57.8 hp)	3000	207 (3000)
PAVC100	100 (6.1)	119.6 (31.6)	179.8 (47.5)	83 (77)	82 (78)	82 (79)	85 (80)	71.2 kw (95.5 hp)	2600	207 (3000)

* Since many variables such as mounting, tank style, plant layout, etc., effect noise levels, it cannot be assumed that the above readings will be equal to those in the field. The above values are for guidance in selecting the proper pump. Noise levels are A-weighted, mean sound pressure levels at 1 meter from the pump, measured and recorded in accordance with applicable ISO and NFPA standards.

Fuente: PARKER, catalogo 2600-101 Series PAVC.

Con los datos obtenidos de la anterior tabla, se puede corroborar que la bomba satisface los dos requerimientos fundamentales para su selección. Es evidente que cumple en presión ya que brinda un máximo de 3000 [psi], cuando se contempló que era suficiente un valor próximo a 1300 [psi]. Debido al caudal que maneja esta bomba que es mucho mayor al caudal requerido por el sistema, fue necesario ajustar el desplazamiento de la bomba al valor teórico calculado. Este ajuste fue hecho por la empresa *COHA S.A.S.* La bomba tiene un tornillo el cual conecta directamente con el plato basculante de esta, permitiendo que el flujo sea manipulado según los requerimientos del cliente.

Figura 29. Bomba “PARKER” PAVC33R426.

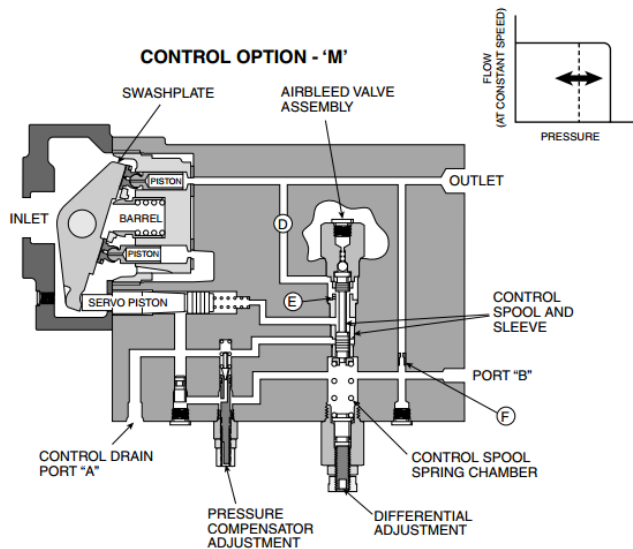


Fuente: PARKER, catalogo 2600-101 Series PAVC.

Según el fabricante de la bomba, esta tiene un control tipo M, denominado control remoto de presión. A continuación, se explica su funcionamiento:

El control remoto en la presión de descarga se obtiene controlando la presión por medio de una señal hidráulica a través del puerto B (ver figura 30), cuando la presión de la bomba se desea controlar por un medio exterior, ya sea por un pilotaje o un control electro – hidráulico, el cual se instala en el puerto B. la bomba mantendrá la presión aproximadamente igual a la del puerto B de acuerdo con el taraje auxiliar. Es una alternativa en el caso de un control de sensado de carga, la presión obtenida como señal auxiliar por este dispositivo es menor que la presión de descarga de la bomba debido a orificio F. Si el nivel de presión en la señal del puerto “B” es limitado por una válvula de alivio, a medida que la bomba incrementa la presión de descarga, la válvula que alivio permitirá el paso del fluido hasta cuando su taraje haya sido vencido, además de este concepto podemos instalar la válvula de alivio en paralelo con el puerto B y de esta forma obtendremos múltiples presiones de acuerdo al taraje de la válvula de alivio.

Figura 30. Conductos internos de la bomba “PARKER” PAVC33R426.



Fuente: PARKER, catalogo 2600-101 Series PAVC.

4.2.3 Selección del motor.

El motor, para este caso eléctrico, será el encargado de proporcionar la potencia al circuito hidráulico e ira acoplado directamente a la bomba, que imprimirá la

potencia necesaria al fluido para que el sistema alcance los requisitos de funcionamiento deseados y previamente establecidos en los parámetros iniciales de diseño.

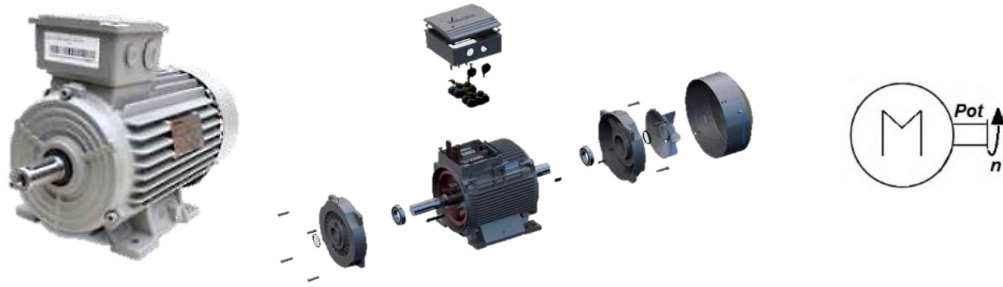
Para la selección del motor eléctrico se siguieron los mismos ítems utilizados en la selección de la bomba. Se realizó un estudio sobre las clases de motores existentes en el mercado que suplieran los requerimientos de operaci3n, confiabilidad, calidad y accesibilidad, así como también la exigencia mecánica de potencia de la bomba, pues es en quien finalmente se fundamenta la selección del motor, y solo con esta se puede saber con certeza si el motor cumple la exigencia que ella requiere para que la herramienta lleve a cabo el trabajo que le fue encargado. Con este fin se presentan los cálculos de la potencia que le requiere el motor a la bomba (ver tabla 23).

Tabla 23. Parámetro para selección del motor.

POTENCIA REQUERIDA AL MOTOR			
$POT = \frac{P_{real} * Q}{1714 * \eta_t}$			
Variables de entrada			
P_{max}	3000	psi	Presión máxima de la bomba
Q	5.9	gpm	Caudal ajustado de la bomba
n	1800	rpm	Revoluciones del motor de la bomba
Variables de salida			
POT	13	hp	Potencia del motor eléctrico

Una vez definido lo anterior se incurrió en la revisión del stock del proveedor, para así finalmente definir por catálogo la mejor opción. En base a lo anterior se determinó que un motor jaula de ardilla, trifásico y de 4 polos marca “SIEMENS” y referencia 1LE0142-1CB86-4AA4-Z-D80 era idóneo para esta aplicación. Este motor eléctrico cumple con todo en materia de eficiencia energética y es diseñado con los más altos estándares de calidad. Su principal uso se da en la industria, ya que presenta un amplio rango de trabajo, el cual va desde el accionamiento de unidades hidráulicas hasta simplemente activación de equipos de ventilación o soplado (ver figura 31).

Figura 31. Motor “SIEMENS” 1LE0142-1CB86-4AA4-Z-D80.



Fuente: SIEMENS, catalogo LISTA DE PRECIOS COLOMBIA. Enero 2016.

El motor SIEMENS 1LE0142 (ver anexo D), tiene una carcasa en fundición de hierro lo que asegura una alta resistencia a esfuerzos mecánicos y aplicación de altas vibraciones. Este motor tiene una rata nominal de giro de 1800 [rpm], entrega un torque máximo de 60,1 [N-m] y brinda un estimado máximo de 15 [hp] de potencia; trabaja a una frecuencia de 60 [Hz] y a tres diferentes niveles de tensión, 220 [V], 380 [V] y 440 [V] con un consumo de corriente de 60,1 [A]; 40,5 [A] y 23,5 [A] respectivamente (ver tabla 24).

Tabla 24. Especificaciones del motor “SIEMENS” 1LE0142-1CB86-4AA4-Z-D80.

Referencia Siemens	Potencia (HP)	Tamaño constructivo	Datos nominales		Corriente nominal			Eficiencia %	Peso neto (IM B3) kg		
			Velocidad min ⁻¹	Torque Nm	220V A	380VYY A	440V A				
Datos Eléctricos serie 1LE0142 IE1 4-polos, 1,800 min ⁻¹ B3											
100350222	1LE0142-0DB26-4AA4-Z D80	0,75	80	M	1.735	3	2,6	1,49	1,29	74	14,5
100350223	1LE0142-0DB36-4AA4-Z D80	1	80	M	1.720	4,2	3,3	1,91	1,65	77	15
100350224	1LE0142-0DB86-4AA4-Z D80	1,5	80	M	1.720	6,1	4,85	2,8	2,4	79	15,5
100350225	1LE0142-0EB46-4AA4-Z D80	2	90	L	1.725	8,3	6,2	3,55	3,1	81,5	21,5
100350226	1LE0142-0EB86-4AA4-Z D80	3	90	L	1.735	12,1	8,7	5,1	4,35	83	27
100350227	1LE0142-1AB56-4AA4-Z D80	4	100	L	1.730	16,6	11,1	6,4	5,5	85	33
100350228	1LE0142-1AB86-4AA4-Z D80	5	100	L	1.715	20,6	13,9	8	6,9	85	41
100350229	1LE0142-1BB86-4AA4-Z D80	7,5	112	M	1.740	30,2	21,5	12,4	10,7	87	47
100350230	1LE0142-1CB26-4AA4-Z D80	10	132	M	1.750	40,9	27,5	15,8	13,6	87,5	66
100350231	1LE0142-1CB86-4AA4-Z D80	15	132	M	1.750	60,1	40,5	23,5	20	88,5	78
100350232	1LE0142-1DB46-4AA4-Z D80	20	160	L	1.760	81,4	52	30	26	89,5	123
100350233	1LE0142-1DB86-4AA4-Z D80	25	160	L	1.760	100	64	37,5	32	90,5	108
100350234	1LE0142-1EB46-4AA4-Z D80	30	180	L	1.765	119	77	44,5	38,5	91	169
100350235	1LE0142-1EB86-4AA4-Z D80	40	180	L	1.765	162	100	58	50	91,7	190

Fuente: SIEMENS, catalogo LISTA DE PRECIOS COLOMBIA. Enero 2016.

Con esto se evidencia que el nivel de potencia brindada por el motor suple holgadamente la necesidad teórica requerida por el sistema; que a hora cierta es la potencia requerida por la bomba para impulsar 5,9 [gpm] de fluido hidráulico hacia el actuador a una presión de 1300 [psi].

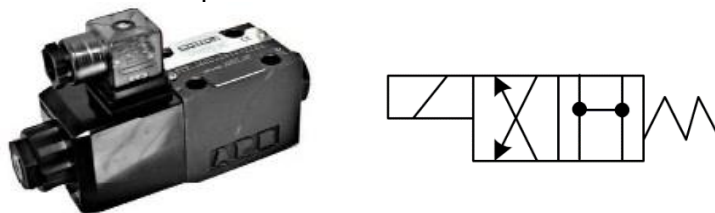
4.2.4 Selección de la válvula de venteo del sistema.

Esta válvula tiene como fin liberar de presión al circuito hidráulico desviando directamente el caudal de la bomba a tanque, esta operación a baja presión se conoce comúnmente como venteo. El venteo permite desconectar las líneas de presión entre la bomba y el actuador evitando así, el desperdicio de potencia o disipación de calor durante los periodos de reposo.

Usualmente en esta labor se utilizan válvulas direccionales bien sean de accionamiento manual, mecánico o por solenoide. Para esta aplicación se usará una electroválvula direccional (buscando un funcionamiento semiautomático) de cuatro vías dos posiciones de retorno por muelle, CETOP 3 debido a que el caudal de trabajo es superior a 3 [gpm], y capaz de soportar una presión mínima de 1300 [psi].

Una vez definidos los requerimientos de esta válvula se accede al inventario del proveedor para elegir la mejor opción, teniendo en cuenta los parámetros de selección anteriormente mencionados. Finalmente se optó por una electroválvula de referencia "EQUUS" DG03-0B-A2-DN-70, la cual satisface los requerimientos a cabalidad, también brinda gran precisión de trabajo a pesar de presentar un cuerpo compacto y liviano (ver figura 32).

Figura 32. Válvula direccional para venteo "EQUUS" DG03-0B-A2-DN-70.



Fuente: EQUUS, catalogo DG-03 series. (Solenoid Operated Directional Control Valves), pág. J-1.

La electroválvula EQUUS DG03 (ver anexo E), es una válvula direccional compacta de gran precisión sin importar las condiciones extremas de trabajo, ya que gracias a su poderosa fuerza magnética en el solenoide brinda una alta tolerancia a los contaminantes, garantizando así una operación estable, reduciendo ruidos y vibraciones en el sistema. Es ideal para trabajo con

demanda de alta presión y caudal, pues llega a soportar un máximo de 4500 [psi] y un flujo tope de 21 [gpm]. El voltaje de alimentación y el flujo de corriente hacia el solenoide es función de la frecuencia, 220 [V] con 0.8 [A] a 50 [Hz] y 240 [V] con 0.75 [A] a 60[Hz]. (Ver tabla 25 y26).

Tabla 25. Requerimientos del solenoide de la válvula “EQUUS” DG03-2A-A2-DN-70.

Solenoid Classification	Power Source	Voltage (V)	Frequency (Hz)	Inrush Current (A)	Holding Current (A)	Holding Power (W)	Permissible Voltage (%)	Insulation Grade	Coil Insulation Class
AC	A1	110	50	1.6	0.47	23	+10,-15	B	H (180°C)
		120	60	1.5	0.42	24	+10,-15		
	A2	220	50	0.8	0.24	23	+10,-15		
		240	60	0.75	0.21	24	+10,-15		

Fuente: EQUUS, catalogo Solenoide operate. Sección DG-03 (Directional Control Valves), pág. J2.

Tabla 26. Especificaciones de la válvula “EQUUS” DG03-2A-A2-DN-70.

Maximum flow	80 l/min {21 GPM}	
Maximum operating pressure	320 bar {4500 PSI}	
Maximum permissible back pressure	160 bar {2285 PSI}	
Ambient temperature range	-15°C~50°C	
Hydraulic fluid temperature	-15°C~70°C	
Viscosity range	15-100mm ² /s	
Hydraulic oil	ISO VG 32,46,68	
Fluid cleanliness	NAS class 9 MAX.	
Degree of protection to DIN40050 and IEP	IP65	
Maximum change over frequency	240 times/min (AC,DC)	
	120 times/min (RF)	
Mounting pattern	ISO 4401-AB-03-4-A	
Weight	Single solenoid	1.7Kg (DC);1.6Kg(AC)
	Double solenoid	2.1Kg (DC);2.0Kg(AC)
Valve fixing screws	Matrix	M5x45L x4pcs.
	Inch	10#~24UNCx1-3/4"L x4pcs
Tightening torque	5~7Nm	

Fuente: EQUUS, catalogo Solenoide operate. Sección DG-03 (Directional Control Valves), pág. J2.

Con esto queda claro que la electroválvula cumple con los requerimientos que le presenta el sistema, primero presión de trabajo mayor a 1300 [psi] y segundo un caudal superior a 5,9 [gpm].

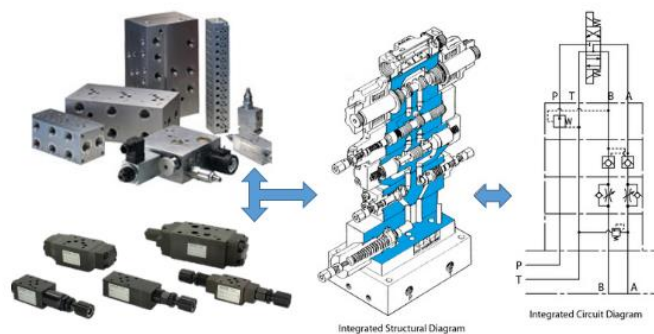
4.2.5 Selección de la válvula de alivio del sistema.

La válvula de alivio o también conocida válvula de seguridad, tiene la función de limitar la presión de operación del sistema lo cual evita rotura de las líneas y componentes del circuito hidráulico. Está diseñada para aliviar la presión cuando el aceite supera un límite máximo de trabajo preestablecido (presión de tarado). La naturaleza de su funcionamiento consiste en un bola u obturador que es

asentado en el cuerpo de la válvula mediante un resorte que es previamente tarado para generar la fuerza equivalente a la presión deseada como valor máximo del sistema. Cuando la presión en la entrada de la válvula es insuficiente para vencer la fuerza que ejerce el resorte sobre la bola la válvula permanece cerrada, pero una vez alcanza la presión de apertura la bola u obturador se desplaza de su asiento para permitir el paso de fluido hidráulico hacia el tanque mientras aún se supere la presión de apertura.

Al realizar la investigación acerca de las válvulas de este tipo se encontró que una opción muy viable sería el uso de válvulas “*modulares*”, las cuales entre otras cumplen con las dos especificaciones técnicas esenciales para su selección, presión y caudal. Este tipo de válvulas, facilitan el montaje y reducen costos debido que a diferencia de los cartuchos no requieren el diseño y maquinado de un manifold, así como tampoco el uso de líneas de conexión, sino que solamente se apilan en bloque sobre una placa previamente definida de fábrica a la cual se ajustan estas por medio tornillos de montaje. Existen válvulas modulares para control de presión, control de caudal entre otras aplicaciones (ver figura 33).

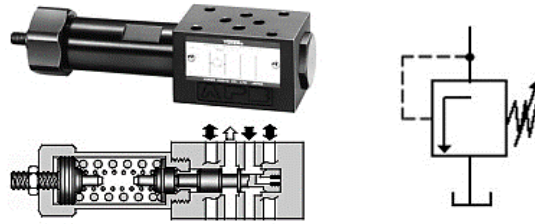
Figura 33. Válvulas y bloques modulares.



Fuente: Disponible en internet en <http://www.coha.com.co/valvulas_modulares.html>.

Una vez definido el tipo de sistema de válvulas a utilizar, se encontró dentro del inventario de *COHA S.A.S* una válvula de alivio modular de referencia “*YUKEN*” *MBP-01-C-30*, la cual contemplaba todos requerimientos del sistema. Esta válvula es ampliamente utilizada en la composición de los sistemas hidráulicos de diversos equipos industriales como en máquinas herramientas y máquinas de moldeo por inyección (ver figura 34).

Figura 34. Válvula de alivio modular “YUKEN” MBP-01-C-30.



Fuente: YUKEN, catalogo. Sección F (Modules), pág. 536. Marzo 2008.

Esta Válvula modular YUKEN MBP-01 (ver anexo F) CETOP 3, admite un flujo máximo de 9,25 [gpm] y el perno ajustable brinda una fuerza máxima equivalente a una presión de operación de 3050 [psi], lo que certifica que se cumplen los parámetros de funcionamiento requeridos por el sistema (presión y caudal mayores a 1300 [psi] y 5,9 [gpm] respectivamente) para la utilización de esta válvula (ver tabla 27).

Tabla 27. Especificaciones de la válvula de alivio modular “YUKEN” MBP-01-C-30.

Model Numbers	Max. Operating Pressure MPa (PSI)	Max. Flow L/min (U.S.GPM)
MBP-01-* -30/3090	21 (3050)	35 (9.25)
MBA-01-* -30/3090		
MBB-01-* -30/3090		

Fuente: YUKEN, catalogo. Sección F (Modules), pág. 536. Marzo 2008.

4.2.6 Selección de las válvulas direccionales para control de los actuadores.

Esta válvula es el control directo de la herramienta, pues será quien gobierne la entrada de aceite a las cámaras de los actuadores quienes posteriormente serán los encargados del posicionamiento de la llave y de la aplicación de la fuerza que esta tiene que ejercer para que proporcione el torque requerido en la operación de ensamble y desmonte de los packer hidráulicos. La ejecución de esto requiere necesariamente dos electroválvulas direccionales de cuatro vías y tres posiciones (dos posiciones de acción y una más de reposo).

Para esta tarea se seleccionaron también electroválvulas EQUUS serie DG03, con la diferencia de que el spool de estas brindara no dos posiciones como en la válvula de venteo, sino tres. Así entonces, la referencia de las válvulas

seleccionadas es “EQUUS” DG03-2C-A2-DN-70, válvula CETOP 3 (ver anexo E), centrada por muelles, lo que garantiza que la válvula esté en la posición de reposo mientras que ninguno de los dos solenoides sea conmutado. Una característica importante a tener en cuenta para esta válvula, es el centro cerrado de esta, pues se requiere ya que los dos cilindros deben trabajar de manera independiente (ver figura 35).

Figura 35. Válvula direccional “EQUUS” DG03-2C-A2-DN-70.



Fuente: EQUUS, catalogo Solenoide operate. Sección DG-03 (Directional Control Valves), pág. J2.

Esta válvula presenta las mismas propiedades estructurales, de consumo energético, de presión máxima de operación (4500 [psi]) y de caudal máximo de trabajo (21 [gpm]) de la válvula anteriormente enunciada (ver tabla 28).

Tabla 28. Especificaciones de la válvula “EQUUS” DG03-2C-A2-DN-70.

Maximum flow	80 l/min {21 GPM}	
Maximum operating pressure	320 bar {4500 PSI}	
Maximum permissible back pressure	160 bar {2285 PSI}	
Ambient temperature range	-15 °C~50 °C	
Hydraulic fluid temperature	-15 °C~70 °C	
Viscosity range	15 - 100mm ² /s	
Hydraulic oil	ISO VG 32,46,68	
Fluid cleanliness	NAS class 9 MAX.	
Degree of protection to DIN40050 and IEP	IP65	
Maximum change over frequency	240 times/min (AC,DC)	
	120 times/min (RF)	
Mounting pattern	ISO 4401-AB-03-4-A	
Weight	Single solenoid	1.7Kg (DC);1.6Kg(AC)
	Double solenoid	2.1Kg (DC);2.0Kg(AC)
Valve fixing screws	Matrix	M5x45L x4pcs.
	Inch	10#~24UNCx1-3/4"L x4pcs
Tightening torque	5~7Nm	

Fuente: EQUUS, catalogo Solenoide operate. Sección DG-03 (Directional Control Valves), pág. J2.

Como se puede observar la electroválvula sobrelleva todos los requerimientos en cuanto a presión y caudal, así como también cumple con la ya mencionada característica de su centro.

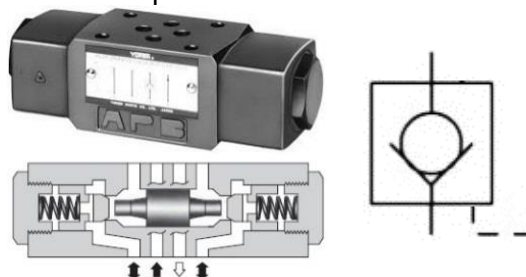
4.2.7 Selección de la válvula antirretorno pilotada para control y sostenimiento de la herramienta.

Las válvulas antirretorno pilotadas funcionan de tal manera, que permiten el paso libre del fluido hidráulico en solo una dirección y bloquean el retorno del mismo en dirección opuesta, hasta que la válvula es accionada por el piloto abriéndose y permitiendo el tránsito en dirección contraria.

En función a la necesidad de mantener el cilindro de elevación y sostenimiento estático, sin importar que la unidad esté o no prendida, se hace indispensable adjuntar una válvula de este tipo al sistema. Esta válvula permite el paso libre del fluido en una dirección y bloquea el caudal de retorno en la dirección opuesta, hasta que la válvula se abra debido a la acción del pilotaje exterior.

El stand del proveedor contenía un par de válvulas de este tipo, tanto modulares como estándar. La selección se hizo buscando un circuito compacto y aprovechando las ventajas de los bloques de válvulas modulares, en calidad a lo anterior, la elección fue una válvula modular “YUKEN” MPA-01-2-40, usada ampliamente en la industria como válvula de seguridad para prevenir que la carga cause que la bomba gire en sentido contrario, así como también en prellenado de prensas, en dispositivos de seguridad (Bypass) de enfriadores o filtros, entre otros (ver figura 36).

Figura 36. Válvula antirretorno pilotada modular “YUKEN” MPA-01-2-40.



Fuente: YUKEN, catalogo. Sección F (Modules), pág. 569. Marzo 2008.

Esta válvula modular YUKEN MPA-01 (ver anexo G) CETOP 3, contempla un flujo máximo de 9,25 [gpm] y una presión de operación límite de 4570 [psi], lo que argumenta el uso de esta válvula ya que se superan los parámetros de

funcionamiento requeridos por el sistema (presión y caudal mayores a 1300 [psi] y 5,9 [gpm] respectivamente), (ver tabla 29).

Tabla 29. Especificaciones de la válvula antirretorno modular “YUKEN” MPA-01-2-40.

Model Numbers		Max. Operating Pressure MPa (PSI)	Max. Flow L/min (U.S.GPM)
Standard	MP*-01-*-40	31.5 (4570)	35 (9.25)
Low Pilot Pressure Control Type	MP*-01-*-4001		

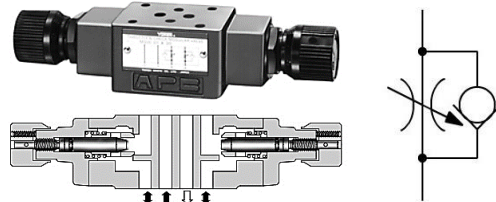
Fuente: YUKEN, catalogo. Sección F (Modules), pág. 569. Marzo 2008.

4.2.8 Selección de la válvula de control de flujo para control y sostenimiento de la herramienta.

Esta válvula de estrangulamiento de caudal con antirretorno incorporado tiene como objetivo la regulación de la velocidad del cilindro de doble efecto para controlar así el aceite que sale de la cámara del embolo en el retroceso y el aceite que sale de la cámara del vástago en el avance. Con ello conseguimos reducir la velocidad del cilindro en sus dos movimientos. Este montaje permite retener la carga cuando es negativa y evita su embalamiento.

Este componente hidráulico se buscó bajo el mismo patrón de practicidad y economía, por esa razón la opción más óptima fue una válvula modular “YUKEN” *MSW-01-Y-50*, válvula muy útil en el control de velocidad en cilindros hidráulicos con cargas negativas, así como también es comúnmente utilizada para medir la cantidad de fluido corriendo a lo largo de un sistema (ver figura 37).

Figura 37. Válvula de control de flujo modular “YUKEN” MSW-01-Y-50.



Fuente: YUKEN, catalogo Sección F (Modules), pág. 563. Marzo 2008.

La válvula modular YUKEN MSW-01 (ver anexo H) CETOP 3, tolera un máximo flujo de 15,9 [gpm] en operación a presión tope máxima de 4570 [psi], lo que

permite la aplicación de esta válvula, ya que se superan los parámetros de funcionamiento requeridos por el sistema (presión y caudal mayores a 1300 [psi] y 5,9 [gpm] respectivamente), (ver tabla 30).

Tabla 30. Especificaciones de la válvula antirretorno modular “YUKEN” MSW-01-Y-50.

Model Numbers	Max. Operating Pressure MPa (PSI)	Max. Flow L/min (U.S.GPM)
MSA-01-**-50/5090	31.5 (4570)	60 (15.9)
MSB-01-**-50/5090		
MSW-01-**-50/5090		

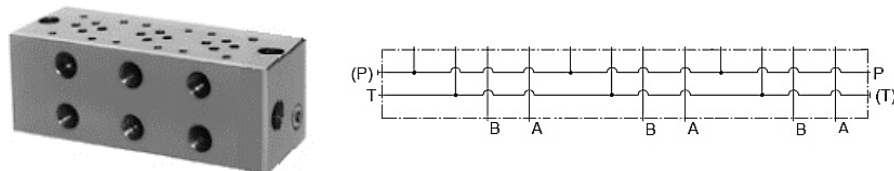
Fuente: YUKEN, catalogo. Sección F (Modules), pág. 563. Marzo 2008.

4.2.9 Selección del bloque para soporte de las válvulas modulares.

Este componente cumple dos funciones principales, primero ser la base estructural para el arreglo de las tres válvulas modulares y las tres direccionales que va a soportar y segundo ser quien dirija y determine los conductos para el tránsito del fluido hidráulico a través del conjunto.

Debido a que las tres válvulas modulares son del mismo fabricante y que por consiguiente conservan los mismos patrones de diseño y construcción se selecciona este componente de la misma marca, llegando así a la selección del bloque estándar “EQUUS” DGMFB-03-3-10, bloque CETOP 3 y diseñado únicamente para arreglos modulares ya que conlleva las características que este tipo de montaje requiere (ver figura 38).

Figura 38. Bloque modular “EQUUS” DGMFB-03-3-10.



Fuente: MODULAR VALVE SERIES, manifold block (sándwich design), pág. 43.

Este bloque EQUUS DGMFBO3 (ver anexo I) tiene una capacidad estructural para soportar un máximo en presión de 4570 [psi] y un flujo de 13,2 [gpm], lo que satisface las exigencias de las válvulas y por consiguiente se ven cubiertos todos los requerimientos en operación del sistema (ver tabla 31).

Tabla 31. Especificaciones del bloque “EQUUS” DGMFB-03-3-10.

Maximum flow	50 l /min {13.2 GPM}
Maximum operating pressure	320 bar {4570 PSI}
Ambient temperature range	-20°C~+50°C
Hydraulic fluid temperature	-20°C~+70°C
Hydraulic oil	ISO VG 32, 46, 68
Mounting pattern	ISO 4401-AB-03-4-A

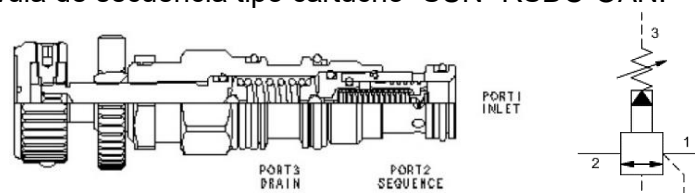
Fuente: MODULAR VALVE SERIES, manifold block (sándwich design), pág. 42.

4.2.10 Selección de la válvula de secuencia para compensación de la bomba.

La válvula de secuencia será tipo cartucho, pues se necesita reducir espacio en el montaje ya que ella y su manifold irán adjuntos a la bomba. Esta válvula actúa como el compensador de la bomba. Cuando no hay presión de salida, la bomba se sitúa en su máximo desplazamiento. A medida que la presión del sistema va aumentando, actúa en el extremo del cartucho; cuando la presión es lo suficientemente elevada para vencer el muelle de esta, su corredera se desplaza y el aceite entra al bloque disminuyendo el desplazamiento de la bomba. El compensador regula así la salida de la bomba para obtener el volumen requerido por el sistema, para mantener una presión determinada, lo cual evita una pérdida excesiva de potencia.

Para esta aplicación se usará entonces, una válvula tipo cartucho, con capacidad de flujo mayor a 5,72 [gpm], la cual soporta una presión mínima por encima de 1173 [psi]. Una vez definidos estos requerimientos se accede al inventario del proveedor, quien brinda como mejor opción una válvula tipo cartucho “SUN” RSDC-OAN (ver figura 39) y su respectivo manifold de referencia “SUN” A2A (ver figura 40), lo cual en conjunto brinda solución a las necesidades impuestas.

Figura 39. Válvula de secuencia tipo cartucho “SUN” RSDC-OAN.



Fuente: Disponible en internet en <<http://www.sunhydraulics.com/model/RSDC/OAN>>.

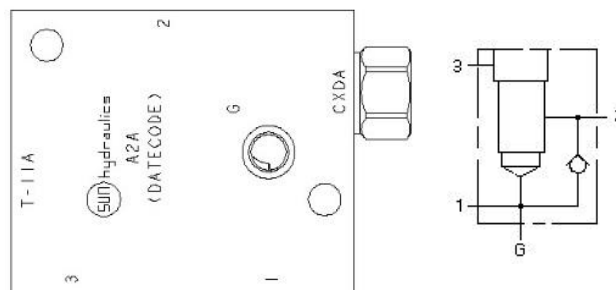
Esta válvula SUN RSDC (ver anexo J), funciona bajo un caudal máximo de 15 [gpm] y una presión máxima de 5000 [psi], lo que satisface en gran medida las demandas del sistema para llevar a cabo la función de compensación de la bomba (ver tabla 32).

Tabla 32. Especificaciones válvula de secuencia tipo cartucho “SUN” RSDC-OAN.

Cavity	T-11A
Series	1
Capacity	15 gpm
Factory Pressure Settings Established at	4 gpm
Maximum Operating Pressure	5000 psi
Control Pilot Flow	7 - 10 in ³ /min.
Response Time - Typical	10 ms
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	2 in ³ /min. @ 1000 psi
Adjustment - Number of Clockwise Turns to Increase Setting	5
Valve Hex Size	7/8 in.
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.
Locknut Hex Size	9/16 in.
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.
Model Weight	.30 lb

Fuente: Disponible en internet en <<http://www.sunhydraulics.com/model/RSDC/OAN>>.

Figura 40. Manifold “SUN” A2A.



Fuente: Disponible en internet en <<http://www.sunhydraulics.com/model/A2A>>.

El manifold propuesto SUN A2A (ver anexo K) como se puede ver, tiene la misma referencia de cavidad, lo que asegura que albergara a la válvula de secuencia sin ninguna restricción, pues este bloque esta maquinado exclusivamente para acompañar a dicha válvula en su funcionamiento (ver tabla 33).

Tabla 33. Especificaciones del manifold “SUN” A2A.

Body Type	Line mount
Interface	None
Body Features	Ninety degree with reverse flow check, accepts standard and weatherized coils
Mounting Hole Diameter	.34 in.
Mounting Hole Depth	Through
Mounting Hole Quantity	2
Open Cavities	1
Cavity	T-11A
Port Size	1/4" NPTF
Model Weight	2.07 lb.

Fuente: Disponible en internet en <<http://www.sunhydraulics.com/model/A2A>>.

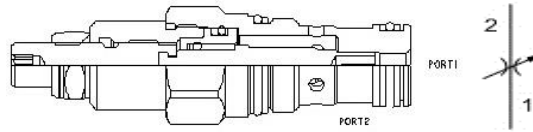
4.2.11 Selección de la válvula para regulación de flujo en la compensación de la bomba.

La válvula de control de flujo es totalmente ajustable para regular el caudal. Se puede ajustar desde totalmente cerrado hasta máxima apertura. No son de presión compensada. Se puede usar para control de flujo o como válvula de cierre.

Este cartucho de control de flujo tiene 2 puertos físicamente intercambiables. Debido a que la válvula es un dispositivo no compensado, el flujo a través de esta es igual a la raíz cuadrada de la diferencia de presión entre los puertos de entrada y salida. Gracias al mecanismo de ajuste, permite un control más preciso incluso a altas presiones. La trayectoria de flujo a través de esta válvula es bidireccional. La trayectoria preferida es del puerto 1 al 2, para permitir la intercambiabilidad con otros controles de flujo.

La válvula seleccionada del catálogo de productos del proveedor, fue una válvula de aguja para control de flujo bidireccional tipo cartucho de marca y referencia “SUN” NFCC-LDN, válvula que suple las necesidades tanto de funcionamiento y selección, así como también de facilidad en el montaje, pues esta válvula igual que la de secuencia para la compensación irán adjuntas a la bomba (ver figura 41). Esta válvula fue seleccionada junto a su manifold de referencia “SUN” GAA, cual viene maquinado precisamente para albergar esta válvula (ver figura 42), y en conjunto satisfacer el sistema con los requerimientos exigidos.

Figura 41. Válvula para control de flujo bidireccional tipo cartucho “SUN” NFCC-LDN.



Fuente: Disponible en internet en <<http://www.sunhydraulics.com/model/NFCC/LDN>>.

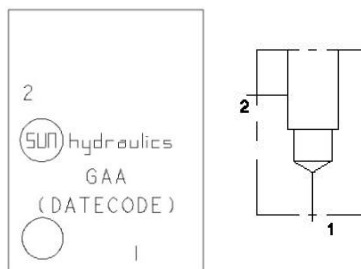
Esta válvula SUN NFCC (ver anexo L), funciona bajo un caudal máximo de 7 [gpm] y una presión máxima de 5000 [psi], lo que satisface en gran medida las demandas del sistema para llevar a cabo la función de compensación de la bomba (ver tabla 34).

Tabla 34. Especificaciones válvula de secuencia tipo cartucho “SUN” NFCC-LDN.

Cavity	T-13A
Series	1
Capacity	7 gpm (.19 inch)
Maximum Operating Pressure	5000 psi
Adjustment - Number of Counterclockwise Turns - Fully Closed to Fully Open	5
Valve Hex Size	7/8 in.
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.
Locknut Hex Size	9/16 in.
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.
Model Weight	.30 lb

Fuente: Disponible en internet en <<http://www.sunhydraulics.com/model/NFCC/LDN>>.

Figura 42. Manifold “SUN” GAA.



Fuente: Disponible en internet en <<http://www.sunhydraulics.com/model/GAA>>.

El manifold propuesto SUN GAA (ver anexo M) como se puede ver, es de la misma referencia de cavidad, pues este bloque esta maquinado exclusivamente para acompañar a dicha válvula en su funcionamiento. En la siguiente tabla se ven sus especificaciones (ver tabla 35).

Tabla 35. Especificaciones del manifold “SUN” GAA.

Body Type	Line mount
Interface	None
Body Features	Ninety degree
Mounting Hole Diameter	.34 in.
Mounting Hole Depth	Through
Mounting Hole Quantity	1
Open Cavities	1
Cavity	<u>T-13A</u>
Port Size	1/4" NPTF
Model Weight	0.34 lb.

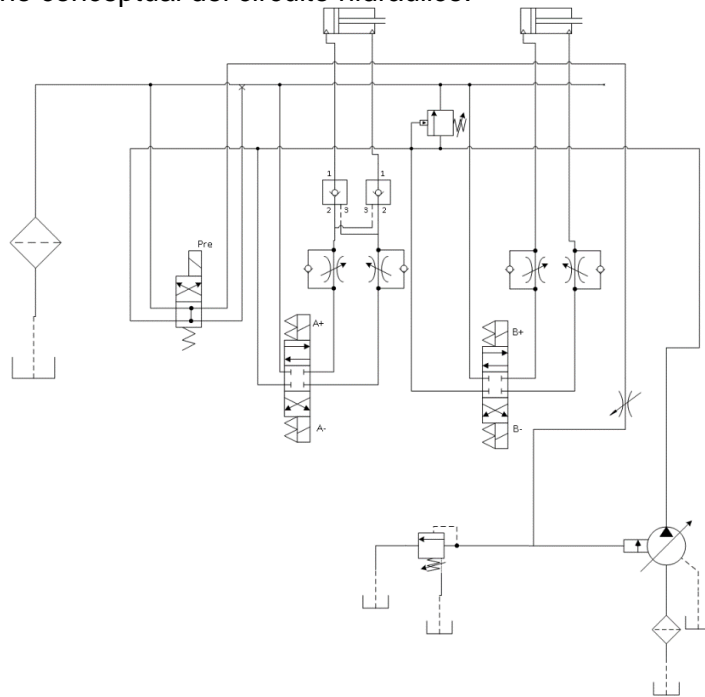
Fuente: Disponible en internet en <<http://www.sunhydraulics.com/model/GAA>>.

4.2.12 Calculo del sistema hidráulico de la maquina torqueadora.

Una vez seleccionados los elementos principales que componen el circuito, se procede a calcular los valores de presión y potencia que realmente alcanzarán durante su operación para verificar que si se cumplan los parámetros de diseño.

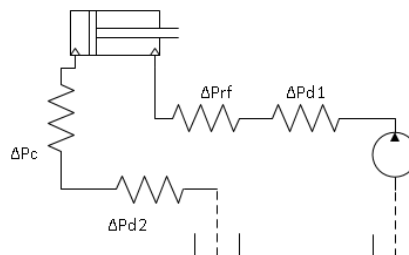
Se inicia con el cálculo de pérdidas a través de todo el circuito, para encontrar la eficiencia global del sistema, indispensable para dimensionar el tanque de la unidad hidráulica. El análisis se hace en el momento en que la presión se da por el área anular del cilindro principal debido a que la fuerza se ejerce en esta zona. Como en el esquema del circuito hidráulico se encuentra un módulo de regulación de flujo en el actuador principal, por cuestión de cálculos se asume apertura completa en ambos sentidos (ver figura 43). No se hará ningún calculo en el cilindro de elevación ya que no ejercerá ninguna fuerza debido a su función la cual consiste en elevar la herramienta una vez se haya terminado el trabajo.

Figura 43. Diseño conceptual del circuito hidráulico.



Se establece el esquema de pérdidas en las válvulas (ver figura 44). Para calcular estas caídas de presión el fabricante proporciona unos diagramas de presión vs caudal de cada componente, para así obtener estos valores.

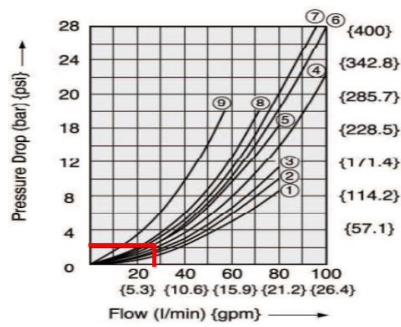
Figura 44. Esquema de pérdidas.



Para las pérdidas o caída de presión de las válvulas direccionales, el fabricante suministra este gráfico en su catálogo (ver figura 44). Utilizando el caudal máximo, el mismo caudal de la bomba de 5,9 [gpm] se encuentra la caída de presión:

$$DG03-2C-220-AC \rightarrow \text{curva 4} \rightarrow \Delta P_{dir} = 0.2 \text{ bar} = 200 \text{ kPa}$$

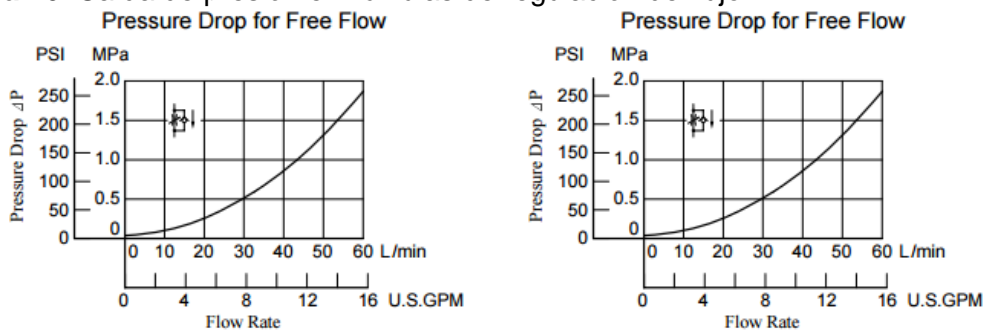
Figura 45. Esquema de pérdidas.



Fuente: YUKEN, catalogo Sección F (Modules), pág. 563. Marzo 2008.

para las válvulas de regulación de flujo con antirretorno, el fabricante muestra la caída de presión a través de la regulación de flujo a full apertura y el cheque (ver figura 46). Según las anteriores graficas la caída por la reguladora de flujo es de 0,3 [MPa] y por el cheque es de 0,3 [MPa].

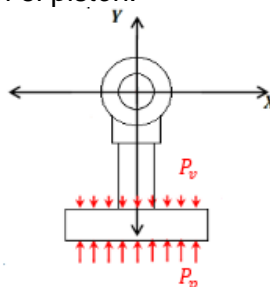
Figura 46. Caída de presión en válvulas de regulación de flujo



Fuente: YUKEN, catalogo Sección F (Modules), pág. 563. Marzo 2008.

Luego del cálculo de pérdidas, se procede con un balance de fuerzas en el cilindro hidráulico para obtener la relación de la presión del lado pistón y lado vástago (ver figura 47).

Figura 47. Balance de fuerzas en el pistón.



Fuente: Autores.

A partir del diagrama anterior, se pueden plantear las ecuaciones para calcular la eficiencia total del sistema como se muestra a continuación (ver tabla 36).

Tabla 36. Elementos constitutivos del circuito hidráulico.

ECUACIONES DEL SISTEMA			
$P_{pump} = \Delta P_{dir} + P_p$ “línea de presión”			
$P_a = \Delta P_{dir}$ “línea de retorno”			
$P_a A_a + W = F + P_p A_p$ “fuerzas en el actuador”			
$F = T/d_{llave}$ “fuerza en el actuador”			
$A_p = \frac{\pi}{4} d_p^2$ “área del pistón”			
$A_a = \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_v^2)$ “área anular”			
$Q_b = \eta_v Q_{nb}$ “caudal real de bomba”			
$V_{cil} = \frac{Q_b}{A_a}$ “velocidad del actuador”			
$Pot_{in} = \frac{Q_b P_{pump}}{1714 \eta_T}$ “potencia de entrada a la bomba”			
$Pot_{out} = F * V_{cil}$ “potencia de salida al actuador”			
$\eta_g = \frac{Pot_{out}}{Pot_{in}}$ “eficiencia global del sistema”			
Variables de entrada			
d_{llave}	27	In	Longitud de la llave
ΔP_{dir}	200	kPa	Caída de presión válvula direccional
T	14000	Lb-ft	Torque máximo de la llave
Q_b	5.9	Gpm	Caudal de la bomba
d_p	3	In	Diámetro de pistón
d_v	1.5	In	Diámetro del vástago
η_v	0,97		Eficiencia volumétrica de la bomba
η_T	0,87		Eficiencia total de la bomba
Variables de salida			
P_{pump}	1451	Psi	Presión de bomba
Pot_{out}	2922	W	Potencia de salida
Pot_{in}	4151	W	Potencia de entrada
η_g	0,7		Eficiencia global del sistema

Ahora conociendo los parámetros de salida del sistema se procede a seleccionar los demás componentes del sistema hidráulico.

4.2.13 Selección de los demás elementos del sistema.

En esta parte se seleccionan los demás elementos que conforman la unidad hidráulica ya que de ellos depende el correcto funcionamiento del sistema. Se escogerán elementos que son ampliamente reconocidos en la industria para aumentar la confiabilidad del equipo.

4.2.13.1 Selección del fluido hidráulico.

Por recomendación de los expertos encargados del manejo de la información como banco de formación virtual de la página web ingemecanica.com⁵ y el tutorial de lubricación de SHELL⁶, un aceite para su uso en una transmisión hidráulica debe presentar las siguientes características:

- Ser un fluido incompresible para un rango amplio de presiones.
- Tener buena viscosidad para lubricar las partes del sistema eficientemente, así como también para permitir un buen sellamiento de las partes móviles de las bombas y válvulas, lo que reduce a un mínimo las fugas.
- Ofrecer una buena capacidad de lubricación en metales y gomas.
- Poseer un alto punto de ebullición y bajo punto de congelación (el rango de temperatura del ambiente de trabajo debe oscilar entre $-17,8[^\circ\text{C}]$ hasta $+37,8[^\circ\text{C}]$).
- Presentar un punto de auto ignición superior, al menos a los $100[^\circ\text{C}]$.
- No ser inflamable.
- Ser químicamente inerte y no corrosivo para protección del sistema.
- Ser un buen disipador de calor, al funcionar también como refrigerante del sistema.
- Debe evitar la creación de espuma y facilitar la liberación de aire.

⁵ Página web dedicada a la recolección de material académico relacionado a la ingeniería mecánica para el intercambio de información virtual con fines netamente educativos.

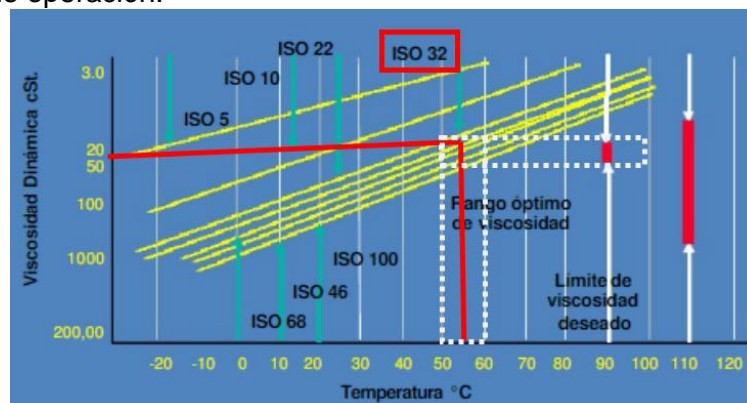
⁶ SHELL, es una de las cuatro multinacionales más grandes del sector de los hidrocarburos, tiene intereses en los sectores petrolífero y del gas natural, así como del refinado de gasolina.

Existe un vasto número de variedades de aceite en la industria que cumplen con los requisitos, pero la escogencia de este según los expertos se fundamenta en tres factores principales:

- Naturaleza del equipo.
- Ambiente de uso del equipo.
- Requisitos ambientales y de seguridad.

Con lo anterior se entiende que la elección del aceite se reduce a conocer la naturaleza de operación de la máquina, la temperatura ambiental a la que ella esté expuesta y las condiciones de seguridad. En función a esto, en la siguiente carta (ver figura 48) se muestra una guía para la selección apropiada del grado del aceite, teniendo en cuenta la temperatura de operación. Considérese que la temperatura normal de funcionamiento de un equipo hidráulico debe estar dentro del rango de 37,8[°C]-82,2[°C]⁷ y el rango óptimo de operación para evitar el deterioro del aceite debe ser de 50[°C]-60[°C]⁸; recuérdese también que el valor óptimo de viscosidad debe estar en el rango de 16[cSt]-36[cSt]⁹.

Figura 48. Correlación entre grados de viscosidad SAE/ISO según el rango de temperatura de operación.



Fuente: Disponible en internet en <<https://es.scribd.com/doc/17883476/Aceites-Hidraulicos-Shell>>

⁷ TALBOT, Daphne. “Recomendaciones aceite hidráulico” [en línea]. Disponible en: <<http://www.precisionfluidpower.com/hydraulic-oil-recommendations/>>. [Consulta 13/07/16].

⁸ Ibid.

⁹ SHELL. “Lubricantes para sistemas hidráulicos” [en línea]. Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/17883476/Aceites-Hidraulicos-Shell>. [Consulta 13/07/16].

De esta tabla se establece que el aceite ISO 32 cumple el requisito de viscosidad ya que se encuentra dentro del rango óptimo de viscosidad a temperaturas optimas de operación. Una correlación en grados de viscosidad con la norma SAE presenta que la temperatura de operación está también dentro del rango normal (ver tabla 37).

Tabla 37. Correlación entre grados de viscosidad SAE/ISO según el área de aplicación.

Grados SAE	Grados ISO VG	Áreas de Aplicación
30	100	Instalaciones en áreas cerradas, de difícil refrigeración y altos rangos de temperatura
20, 20W	68	
10W	46	Rangos normales de temperatura
5W	32	
	22	Aplicaciones abiertas, refrigeradas al aire, y maquinaria hidráulica móvil
	15	
	10	Bajas temperaturas

Fuente: Disponible en internet en < <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html#seccion21>>

Con esto se concluye que el aceite a utilizar en la transmisión hidráulica es un SAE 5W o ISO 32. Una vez definido esto se buscan los proveedores de fluidos hidráulicos existentes en el país que cumplan con la normatividad. Debido a que cada fabricante maneja un tipo particular de referencia para sus aceites, es necesario encontrar la equivalencia de estos para con el ISO 32 o SAE 5W utilizado en esta aplicación (ver tabla 38).

Tabla 38. Correlación entre proveedores de aceites en Colombia para grados ISO.

GRADO	MOBIL	SHELL	TEXACO	TERPEL	ESSO
ISO 32	DTE OIL 24	TELLUS S2 V 32	RANDO OIL HD 32	ISO 32	NUTO H 32
ISO 46	DTE OIL 25	TELLUS S2 V 46	RANDO OIL HD 46	ISO 46	NUTO H 46
ISO 68	DTE OIL 26	TELLUS S2 V 68	RANDO OIL HD 68	ISO 68	NUTO H 68
ISO 100	DTE OIL 27	TELLUS S2 V 100	RANDO OIL HD 100	ISO 100	NUTO H 100
ISO 150		TELLUS S2 V 150	RANDO OIL HD 150	ISO 150	NUTO H 150
ISO 220		TELLUS S2 V 220	RANDO OIL HD 220	ISO 220	
ISO 320		TELLUS S2 V 320	RANDO OIL HD 320	ISO 320	

Por confiabilidad y accesibilidad en el mercado, se seleccionó el aceite *TELLUS S2 V 32* de la compañía “*SHELL*”, ya que satisface las condiciones de viscosidad

y temperatura requeridas. Las especificaciones técnicas generales del aceite en mención se presentan en la siguiente ficha, donde se denota su densidad, viscosidad y puntos de ignición y congelación (ver tabla 39). se aconseja para una información más detallada visitar la página web de esta compañía¹⁰.

Tabla 39. Especificaciones generales aceite SHELL TELLUS S2 V 32.

Características físicas típicas

Propiedades		Method	Tellus S2 V 32	
Grado Viscosidad ISO		ISO 3448	32	
Tipo Fluido ISO			HV	
Viscosidad Cinemática	@-20°C	cSt	ASTM D445	1300
Viscosidad Cinemática	@40°C	cSt	ASTM D445	32
Viscosidad Cinemática	@100°C	cSt	ASTM D445	6.1
Índice de Viscosidad			ISO 2909	143
Densidad	@15°C	kg/m ³	ISO 12185	872
Punto de Inflamación (COC)		°C	ISO 2592	210
Punto de Congelación		°C	ISO 3016	-39
Fuerza Dieléctrico*		kV	ASTM D877	>30

Fuente: Disponible en internet en <<http://www.shell.com/business-customers/marine/shell-marine-products/shell-tellus.html>>.

Aquí se comprueba que las especificaciones del aceite que brinda el proveedor como equivalencia de un aceite ISO 32 cumple con todas las demandas para un eficiente funcionamiento del sistema.

4.2.13.2 Selección de las mangueras del sistema.

La tecnología de las mangueras hidráulicas hoy en día debe satisfacer los constantes cambios y crecientes requisitos de la maquinaria y equipos modernos en aplicaciones industriales cada vez más exigentes y entornos más arduos. La selección de la manguera suele hacerse en la fase final del diseño de un sistema hidráulico y por esto con frecuencia no recibe toda la importancia que merece. Sin embargo, la elección de esta es vital para un buen funcionamiento general y una prolongada vida del sistema completo.

Con base en lo anterior se decidió que las mangueras hidráulicas utilizadas para la conexión entre los diferentes componentes del circuito serán del fabricante de

¹⁰ Disponible en internet en <<http://www.shell.com/business-customers/marine/shell-marine-products/shell-tellus.html#>>.

accesorios y componentes hidráulicos PARKER HANNIFIN CORPORATION. Esta decisión se tomó en función a la accesibilidad de sus productos en el mercado local y al alto grado de confianza que esta marca representa, respaldada por su larga trayectoria en este tipo de aplicaciones. Para la selección de las mangueras se utilizó el catalogo suministrado por la compañía¹¹, el cual brinda una orientación para el proceso selección.

El proveedor en su catálogo presenta una guía para la selección de las mangueras de succión, retorno y presión, esta consiste en la determinación del diámetro interno por medio de una carta que se maneja en función al caudal máximo de operación y la velocidad de flujo en las líneas de aspiración, retorno y presión (ver figura 49); posterior a esto se normalizan los diámetros para entrar al catálogo y seleccionar la referencia de la manguera en función de la presión máxima de operación y los diámetros ya normalizados.

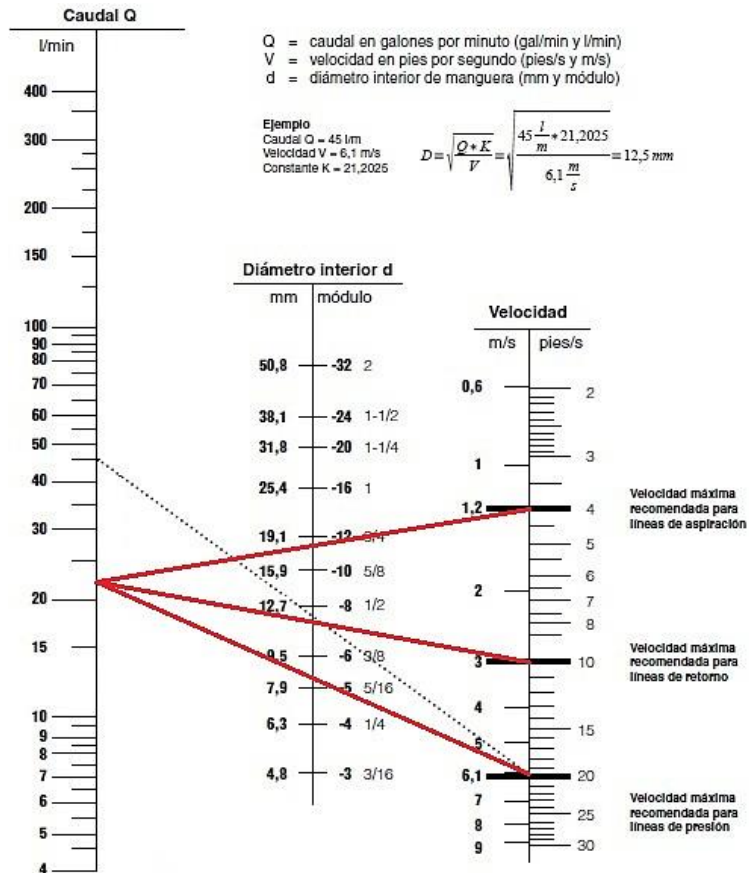
El dato a considerar para la determinación de los diámetros internos es el caudal máximo ya que el proveedor proporciona los tres valores límites de velocidad para el flujo en cada línea, basándose en pruebas realizadas a sus productos con fines investigativos.

- El caudal máximo de operación definido por la bomba para esta aplicación es:

$$Q = 5,9[gpm] = 22.33[l/min]$$

¹¹ PARKER HANNIFIN CORPORATION. *Hose, fittings and equipment*. Catálogo 4400/ES. Zaragoza: Parker Hannifin S.A. 2009.

Figura 49. Carta para la determinación del diámetro de las mangueras de aspiración, retorno y presión.



Fuente: PARKER HANNIFIN CORPORATION. Hose, fittings and equipment. Catálogo 4400/ES. Zaragoza: Parker Hannifin S.A. 2009. p Ab 14.

Con lo anterior se obtienen los diámetros internos óptimos para suplir las necesidades de caudal y velocidad. Para normalizar los diámetros, estos se deben llevar al módulo inmediatamente superior, quien brindara unas condiciones óptimas de velocidad no permitiendo nunca sobrepasar los límites de la línea, algo que si sucedería si se elige el módulo inmediatamente anterior.

Con esto se tienen las siguientes dimensiones:

- Diámetro interno de la línea de aspiración = $3/4$ " (19,1[mm]).
- Diámetro interno de la línea de retorno = $1/2$ " (12,7[mm]).
- Diámetro interno de la línea de presión = $3/8$ " (9,5[mm]).

Una vez definido esto, antes de entrar a la revisión del catálogo, es importante recordar que el proveedor especifica dos parámetros importantes inherentes a la selección.

- a) “Todas las mangueras que figuran en este catálogo tienen un factor de diseño de presión de 4:1, lo cual significa que la presión de rotura (destrucción de la manguera) es como mínimo 4 veces la presión de trabajo aplicada”¹².
- b) “Para que las propiedades de las mangueras de goma no se vean afectadas, hay que asegurarse de que la temperatura del fluido y la temperatura ambiente, tanto estables como transitorias, no sobrepasen los límites de la manguera publicadas en el catálogo”¹³

Ahora sí, se procede entrar al catálogo para la selección de las mangueras en función de la presión máxima de trabajo. Para esta aplicación el tope de presión es 1173 [psi], pero como anteriormente se mencionó, la bomba y el motor se seleccionaron con un grado de sobredimensionamiento, pues se busca que la transmisión hidráulica sea útil para prestaciones de un máximo de 4000 [psi], en otras operaciones. De esta manera se establece la presión máxima de trabajo de la unidad hidráulica en 4000 [psi] y con lo ya convenido anteriormente se selecciona la manguera.

Se seleccionó dentro de la sección de presiones medias del catálogo una manguera “Parker” 302 SAE 100 R2 AT EN 853 2SN, que posee las siguientes características:

- Usual en aplicaciones hidráulicas de media presión y altas demandas.
- Posee tubo de Nitrilo (NBR), con refuerzo de malla doble de acero de alta resistencia y cubierta en goma sintética.

¹² PARKER HANNIFIN CORPORATION. *Hose, fittings and equipment*. Catálogo 4400/ES. Zaragoza: Parker Hannifin S.A. 2009. p. Aa-2.

¹³ Ibid., p. Aa-2.

- Recomendada para transporte de fluidos con base de petróleo y agua-glicol, aceites lubricantes, aire y agua.
- Útil entre el rango de temperatura de -40[°C] a +100[°C].
- Compatible con terminales serie 48.
- Disponibilidad mundial.

En la siguiente tabla se muestran los diámetros tanto internos como externos que maneja esta referencia de manguera, también la presión máxima de trabajo y de rotura que soporta y por último el radio de curvatura tolerable (ver tabla 40).

Tabla 40. Especificaciones generales manguera PARKER 302 SAE 100 R2 AT.

Referencia	Manguera D.I.				Manguera D.E. mm	Índices de presión				min. radio de curvatura mm	Peso kg/m
	DN	Pulg.	Módulo	mm		Presión máx. de trabajo MPa	psi	Presión de rotura mín. MPa	psi		
302-4	6	1/4	-4	6,3	15,0	40,0	5800	160,0	23200	100	0,39
302-5	8	5/16	-5	7,9	15,6	35,0	5075	140,0	20300	115	0,42
302-6	10	3/8	-6	9,5	19,0	33,0	4775	132,0	19100	130	0,55
302-8	12	1/2	-8	12,7	22,2	27,5	4000	110,0	16000	180	0,67
302-10	16	5/8	-10	15,9	25,4	25,0	3600	100,0	14500	200	0,77
302-12	20	3/4	-12	19,1	29,3	21,5	3100	85,0	12400	240	1,00
302-16	25	1	-16	25,4	38,1	16,5	2400	65,0	9500	300	1,49
302-20	32	1-1/4	-20	31,8	47,5	12,5	1800	50,0	7200	420	1,73
302-24	40	1-1/2	-24	38,1	55,0	9,0	1300	35,0	5200	500	2,14
302-32	50	2	-32	50,8	67,0	8,0	1150	32,0	4500	630	2,96

Fuente: PARKER HANNIFIN CORPORATION. Hose, fittings and equipment. Catálogo 4400/ES. Zaragoza: Parker Hannifin S.A. 2009. p Ca 2.

Por otra parte, la manguera de los actuadores se seleccionó en función de la presión máxima y el diámetro normalizado de 3/8" para la conexión de estos al circuito hidráulico. Dentro del mismo catalogo Parker, en la sección de prestaciones de presión medias se seleccionó una manguera 462 ISO 11237 2SC EN 857 2SC, manguera con las siguientes características:

- Usual en aplicaciones hidráulicas de media presión.
- Posee tubo de Nitrilo (NBR), con refuerzo de malla doble de acero de alta resistencia y cubierta en goma sintética.
- Recomendada para transporte de fluidos con base de petróleo y agua-glicol, aceites lubricantes, aire y agua.
- Útil entre el rango de temperatura de -40[°C] a +100[°C].
- Compatible con terminales serie 46 y 48.

- Excede especificaciones EN/ISO para presión, radio de curvatura y resistencia a abrasión.

En la siguiente tabla se muestran los diámetros tanto internos como externos que maneja esta referencia de manguera, también la presión máxima de trabajo y de rotura que soporta y por último el radio de curvatura tolerable (ver tabla 41).

Tabla 41. Especificaciones generales manguera PARKER 462 ISO 11237 2SC EN 857 2SC.

Referencia	Manguera D.I.				Manguera D.E.				Índices de presión				min. radio de curvatura mm	Peso kg/m
	DN	Pulg.	Módulo	mm	mm	MPa	psi	MPa	psi	MPa	psi			
462-4	6	1/4	-4	6,3	13,4	42,5	6160	170,0	24640	75	0,30			
462-5	8	5/16	-6	7,9	15,0	40,0	5800	160,0	23200	85	0,35			
462-6	10	3/8	-6	9,5	17,2	35,0	5075	140,0	20300	90	0,42			
462-8	12	1/2	-8	12,7	20,4	31,0	4495	124,0	17980	130	0,52			
462-10	16	5/8	-10	15,9	23,9	28,0	4060	112,0	16240	160	0,66			
462-12	20	3/4	-12	19,1	27,7	28,0	4060	112,0	16240	195	0,86			
462-16	25	1	-16	25,4	35,4	21,0	3045	84,0	12180	250	1,17			

Fuente: PARKER HANNIFIN CORPORATION. Hose, fittings and equipment. Catálogo 4400/ES. Zaragoza: Parker Hannifin S.A. 2009. p Ca 16.

4.2.13.3 Selección de las conexiones o racores.

Los racores seleccionados dependieron de la compatibilidad de terminales de la manguera y las presiones de trabajo. Todos fueron seleccionados de rosca NPT y SAE para un sello más seguro. COHA como fabricante de la unidad, seleccionó los siguientes racores (ver tabla 42)

Tabla 42. Racores seleccionados para la unidad.

CANTIDAD	ELEMENTO
2	Racor 1/4" NPT x 7/16" JIC
1	Acople hembra 1/4"
1	Racor 3/8" NPT x 3/4" JIC
1	Racor 1/2" NPT x 3/4" JIC
1	Racor 7/16" SAE x 1/4" NPT
1	Racor 1/4" NPT x 1/4" NPT
1	Racor 1" NPT x 1" NPT
1	Racor 1" NPT x 1 5/16" NPT
1	Racor 3/4" SAE x 3/4" JIC
1	Capsula grafable 3/4" JIC
1	Racor 1/2" NPT x 1/2" NPT

Fuente: COHA S.A.S

4.2.13.4 Selección de los filtros.

La función principal de los filtros en un montaje hidráulico, es la de retener el mayor número partículas y otros contaminantes insolubles en el fluido, mediante el uso de papeles porosos, mallas metálicas o captadores magnéticos. De esta manera se consigue alargar la vida útil de la instalación, puesto a que se trabaja con un fluido limpio y libre de contaminantes (agua, ácidos, partículas metálicas, fibras, polvo, entre otras).

Los filtros son seleccionados por su grado de filtración, lo cual define el tamaño de la partícula más fina que puede retener. Se expresa en micras y van desde 1 a 270 micras. Para la unidad hidráulica se usaron dos filtros de diferente grado de filtración, uno de baja y uno de alta. Por catálogo del proveedor se encontraron las siguientes referencias:

- Filtro EQUUS E-50 ET (10 micrones).
- Filtro VERION SC3-040N (149 micrones).

4.2.14 Selección del tanque hidráulico.

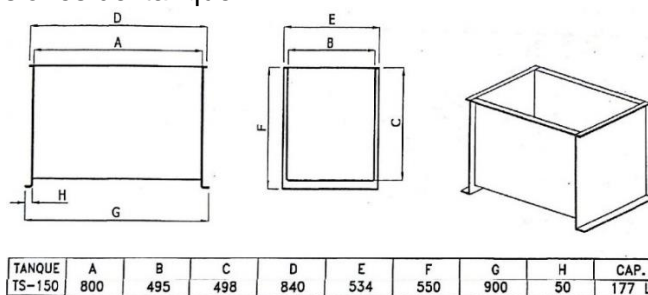
Es el depósito de aceite para suministro del sistema hidráulico. Debe tener una capacidad adecuada, generalmente debe ser mayor a la capacidad requerida por los actuadores hidráulicos por un factor de seguridad establecido por el fabricante. Su diseño debe permitir el enfriamiento del líquido, la separación de partículas y la deposición de estas en el fondo del tanque para evitar que puedan ser arrastradas a través del circuito hidráulico. Existen baffles que disipan la turbulencia y permiten que la temperatura del aceite baje antes de retomar el sistema. Estos baffles sirven para dirigir la circulación del aceite por el interior del tanque; con ello se consigue mayor tiempo de estancia del aceite en el depósito, y da lugar para que los contaminantes se depositen en el fondo, además de que favorece la evaporación del agua que pueda contener el aceite y la separación del aire.

El tanque está diseñado para que el aceite tenga un tiempo de residencia mínimo de 3 minutos en su interior. Así, en función del caudal de la bomba se diseña el volumen del tanque. En efecto, la bomba es de 15.6 gal/min, por lo tanto, el tanque debe tener una capacidad de 46.8 galones o 170 litros.

Este depósito debe tener una forma acorde al arreglo más idóneo del circuito hidráulico, que permita un sistema compacto, donde las conexiones queden lo más cerca posible. Una forma cubica permite un arreglo vertical de los componentes principales del sistema hidráulico (válvulas modulares y direccionales). En el interior del tanque se encuentra sumergida la bomba de pistones variable. Esta disposición permite que la bomba funcione correctamente ya que disipa mejor el calor y su lubricación es constante evitando que los componentes mecánicos de esta se deterioren y desgasten prematuramente.

El fabricante de la unidad hidráulica toma como punto de partida para el diseño del tanque las especificaciones de la bomba, con esto y algunas características ya mencionadas anteriormente proceden a fabricar el tanque acorde a la aplicación. Dentro del inventario del fabricante y de acuerdo al caudal de la bomba, se escoge un tanque TS-150 con capacidad de 177 litros (ver figura 50).

Figura 50. Dimensiones del tanque.



Fuente: COHA S.A.S

4.2.14.1 Validación de las medidas del tanque de la unidad hidráulica.

Dependiendo de la aplicación y las características del circuito hidráulico, es importante saber si es justificable instalar un intercambiador o cualquier otro sistema de enfriamiento. Por lo tanto, es necesario calcular el calor que puede producir la maquina durante su operación. Teniendo presente que ya se conoce

la presión, el caudal máximo y la potencia total del sistema, se procede a calcular la disipación total de energía. Para efectos del cálculo, solo se tendrá en cuenta la generación de calor durante la operación de ensamble, ya que en este instante la presión en el sistema es máxima y por ende la producción de calor es crítica.

Con lo calculado anteriormente, se sabe que la eficiencia global del sistema es del 83%, lo que quiere decir que el porcentaje restante se convirtió en calor. Se asume que el 50% de este calor es disipado a través de las mangueras, válvulas, racores y demás accesorios del sistema hidráulico; y que el otro 50% restante será disipado por el depósito del aceite de la unidad hidráulica.

A partir de las dimensiones ya suministradas por parte del fabricante del tanque, se corrobora si efectivamente estas son suficientes para disipar el calor generado por el sistema, que debe ser disipado por el depósito.

Uno de los parámetros importantes para medir la transferencia de calor desde el tanque hacia el aire, es la temperatura del ambiente en donde se encuentre la unidad, debido a que se relaciona directamente con la transferencia por convección natural, que se basa en el delta entre la temperatura del fluido y la del ambiente. Consultando a través de la página web del IDEAM¹⁴, se obtuvo la temperatura máxima media en el promedio anual del 2010 para la ciudad de Bucaramanga, dato importante para el desarrollo de este análisis (ver tabla 43).

Tabla 43. Parámetros climáticos promedios en Bucaramanga para 2010.

Mes	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.	Anual
Temperatura máxima media (°C)	30.0	29.0	28.0	27.5	27.1	25.0	26.1	27.4	28.3	26.6	27.2	28.5	27.1
Temperatura mínima media (°C)	19.0	19.6	18.4	17.6	16.0	15.4	16.0	18.1	17.1	18.9	19.0	18.5	17.5
Precipitación total (mm)	81	90	121	133	110	112	106	103	98	133	119	73	1279
Días de precipitaciones (≥ 1 mm)	10	14	14	17	18	20	24	20	19	18	14	11	199
Horas de sol	151	116	107	106	91	90	86	118	111	114	133	123	1346
Humedad relativa (%)	80	80	82	83	88	89	82	82	83	84	85	83	83.4

Fuente: Instituto de Hidrología, Meteorología e Investigaciones Ambientales IDEAM). 29 de enero de 2010.

¹⁴ El Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales (IDEAM), es una entidad del gobierno de Colombia dependiente del Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible. Se encarga del manejo de la información científica, hidrológica, meteorológica y todo lo relacionado con el estado y las dinámicas de los recursos naturales y del medio ambiente.

En base a las recomendaciones dadas en la selección del aceite hidráulico, se determina como parámetro de diseño que la temperatura máxima del aceite debe ser de 140 °F ($T_{in} = 140^{\circ}F$) y con el dato obtenido de la temperatura máxima del ambiente de 95°F ($T_{air} = 95^{\circ}F$) tomada de la anterior tabla, se procede a remplazar estos valores dentro de las correspondientes ecuaciones de transferencia global de calor del tanque presentadas en la siguiente tabla, con el fin de calcular la temperatura de salida del aceite del depósito (ver tabla 44).

Tabla 44. Cálculo del área de transferencia del tanque.

ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL TANQUE			
$A = 2xy + 2zy + zx = 1.013 \text{ m}^2 = 10.9$			
$U = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{L}{K_{acero}}}$			
$\dot{Q}_{dis} = UA(T_{prom} - T_{air})$			
Variables de entrada			
K_{acero}	27	$\frac{BTU}{h \text{ ft } ^{\circ}F}$	Conductividad térmica del acero
h	3	$\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^{\circ}F}$	Coefficiente de convección del aire
x	0,495	m	Ancho del tanque
y	0,498	m	Altura del tanque
z	0,800	m	Profundidad del tanque
T_{air}	95	°F	Temperatura del ambiente
L	0,125	In	Espesor de la lámina de acero
T_{prom}	140	°F	Temperatura promedio del aceite
POT	11975	Btu/hr	Potencia del motor
$\dot{Q}_{generado}$	2005	Btu/hr	Calor generado por el sistema
Variables de salida			
A	10,9	ft^2	Área del tanque
U	2,997	$\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^{\circ}F}$	Coefficiente global de T.C.
\dot{Q}_{tanque}	2097	Btu/h	Calor hacia el tanque
\dot{Q}_{dis}	2447	Btu/h	Calor disipado por el tanque

Comparando los valores del calor que va hacia el tanque con el calor que puede disipar, se encontró que las dimensiones del tanque son suficientes para los

requerimientos operativos de la unidad y para mantener el aceite en óptimas condiciones de funcionamiento, sin necesidad de un intercambiador de calor.

4.2.14.2 Otros elementos constitutivos del tanque.

Además de las dimensiones del depósito, este también cuenta con otros elementos que se consideran en su fabricación, los cuales son:

- Orificios de llenado y drenaje.
- Deflector al interior del tanque.
- Líneas de salida y retorno.
- Indicador de nivel con medidor de temperatura.

4.3 CONVERSIÓN TORQUE VS PRESIÓN

Para hacer esta tabla fue necesario tomar los valores de torsión y por medio de datos geométricos como las dimensiones del cilindro principal y el brazo de la llave de cadena, se pudieron convertir a datos de presión.

De este análisis se obtiene una relación directa que no tiene en cuenta las caídas de presión en el sistema, por lo tanto, es necesario multiplicar por un factor que involucre las pérdidas del sistema (ver tabla 45).

Tabla 45. Factor de pérdidas.

FACTOR DE PERDIDAS			
$P_{pump} = \frac{T}{d * A} * f \quad f = \frac{P_{pump}}{P_{teorica}} \quad P_{teorica} = \frac{F}{A}$			
Variables de entrada			
<i>d</i>	27	In	Longitud del brazo de la llave de cadena
<i>A</i>	5,3	in^2	Área anular cilindro principal
<i>F</i>	6220	Lbf	Fuerza del cilindro
Variables de salida			
<i>f</i>	1,25		Factor de perdidas

Una vez realizado este análisis se determina por medio de una tabla, la conversión entre el torque y la presión brindados por el sistema. Con base a esta tabla (ver tabla 46), el operario tendrá claridad al momento de manipular la máquina, ya que sabrá con certeza que presión debe manejar la unidad para provocar determinada torsión con la llave.

Tabla 46. Tabla de conversión Torque vs Presión.

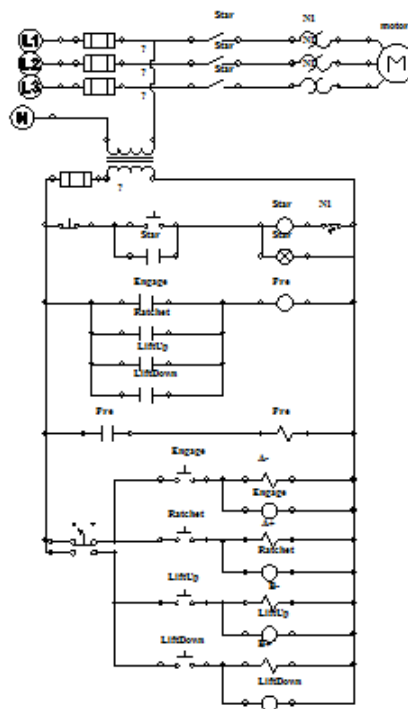
TABLA DE CONVERSIÓN TORQUE - PRESIÓN			
TORQUE	PRESIÓN	TORQUE	PRESIÓN
[lbf-ft]	[psi]	[lbf-ft]	[psi]
0	0	3600	377
100	10	3800	398
200	21	4000	419
300	31	4500	472
400	42	5000	524
500	52	5500	576
600	63	6000	629
700	73	6500	681
800	84	7000	734
900	94	7500	786
1000	105	8000	838
1200	126	8500	891
1400	147	9000	943
1600	168	9500	996
1800	189	10000	1048
2000	210	10500	1100
2200	231	11000	1153
2400	252	11500	1205
2600	272	12000	1258
2800	293	12500	1310
3000	314	13000	1362
3200	335	13500	1415
3400	356	1400	1467

5 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL

Para el diseño del circuito de control, se tuvo en cuenta parámetros que permiten a la unidad hidráulica no recalentarse y economizar energía. Para ello, se planteó que el accionamiento de la válvula de venteo, esté en función de las válvulas direccionales; es decir, al encender la bomba, debido a la posición inicial de la válvula de venteo, todo el fluido del sistema se dirigirá al tanque a baja presión, pero una vez sea energizada cualquiera de las dos válvulas direccionales, inmediatamente el carrete de la válvula de venteo se moverá por efecto de su solenoide, permitiendo que la bomba envíe fluido a presión hacia los cilindros. Este arreglo permite dirigir todo el flujo de la bomba a tanque cuando los cilindros no están accionados evitando sobrecalentamiento del aceite.

En la figura 51 se muestra el esquema de control del circuito hidráulico. Algo muy particular de este control es el interruptor de dos posiciones. Este permite que la operación de los cilindros se haga de manera individual, es decir, nunca podrán trabajar los actuadores al mismo tiempo.

Figura 51. Esquema de control del circuito hidráulico.



Una vez diseñado el circuito de control de la máquina, el mismo fabricante de la unidad hidráulica (*COHA S.A.S*), se hizo cargo de la construcción del tablero de control. Para reducir espacio, en este sistema se instaló un PLC (LOGO SIEMENS) y se programó de acuerdo al circuito de control propuesto. La programación fue hecha por la misma empresa ya que dentro de la cotización inicial del proyecto se adicionó este trabajo.

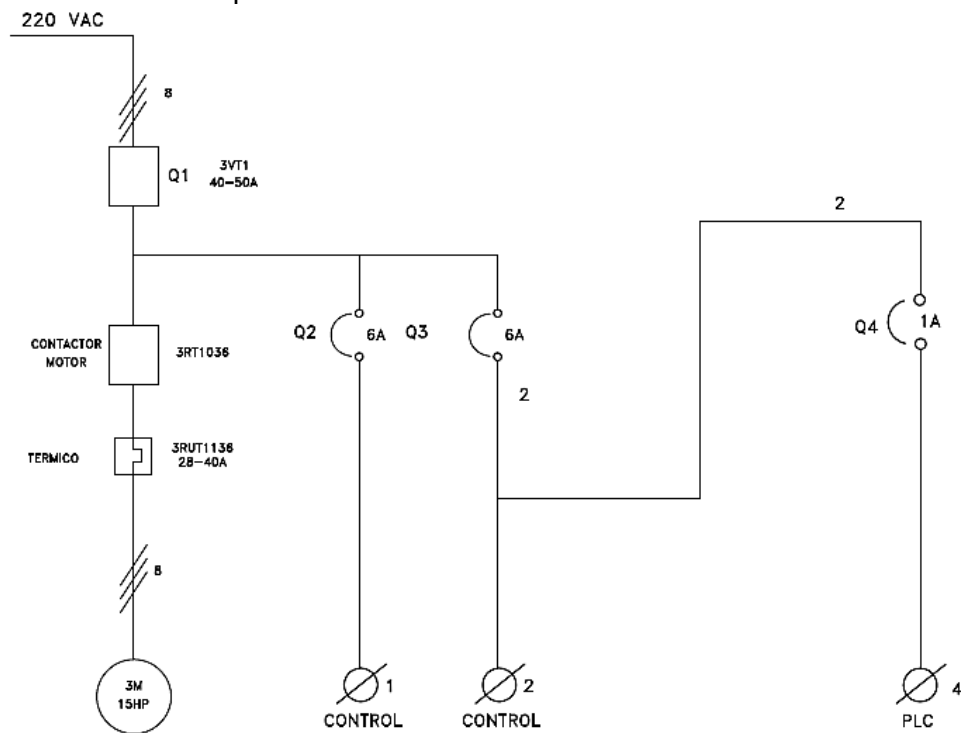
La selección de todos los componentes del tablero de control fue un trabajo en conjunto con la empresa *COHA S.A.S*, aprovechando su vasta experiencia en construcción de automatismos y sistemas de control, así como también sacando provecho de su bagaje en el ámbito comercial, en cuanto a proveedores y referencias de los componentes utilizados en este tipo de sistemas. Los elementos que contiene el tablero se muestran a continuación (ver tabla 47). Para ver en más detalle cada uno de los elementos (ver anexo N).

Tabla 47. Componentes del tablero eléctrico de control.

CANTIDAD	ELEMENTO	REFERENCIA
1	Cofre metálico color beis	
1	Tiras de canaleta con tapa	
1	Perfil omega	
1	Interruptor trifásico de 35-50a siemens	3VT1705-2DM36
1	Contactador para 50 amperios en ac3 siemens	3RT1036-1A
1	Contactador auxiliar siemens	3RH1921-1HA22
1	Relé térmico de 28-40 amperios siemens	3RU1136-4FB0
2	Mini interruptores de 6 amperios eaton	PLS6-C1-DC-MW
1	Mini interruptor de 1 amperio eaton	PLS6-C1-DC-MW
1	Logo alimentación 115/230 vac 8e/4s	6ED1052-1FB00-0BA8
1	Modulo extensivo 115/230 vac 4e/4s	
10	Bornes de conexión para cable # 18	
8	Bornes de conexión para cable # 8	
1	Selector dos posiciones	
3	Pulsadores rasantes negros	
1	Pulsador rasante rojo	
1	Pulsador de emergencia con enclavamiento	

El circuito de potencia del tablero de control contiene los elementos suficientes para su proteccion y para la alimentacion de los controles que estan implementados. En la figura 52 se muestra en detalle los componentes utilizados en la construccion del circuito electrico. Q1 es el interruptor trifasico que permite energizar el tablero, despues viene el contactor y el rele termico encargados de proteger al motor y por ultimo está el motor trifasico que acciona la bomba. Por una linea se derivan tres controles los cuales estan protegidos por tres interruptores magnetotermicos (Q2, Q3 y Q4). Estos controles son los que finalmente definen la operación de la unidad hidraulica.

Figura 52. Circuito de potencia.



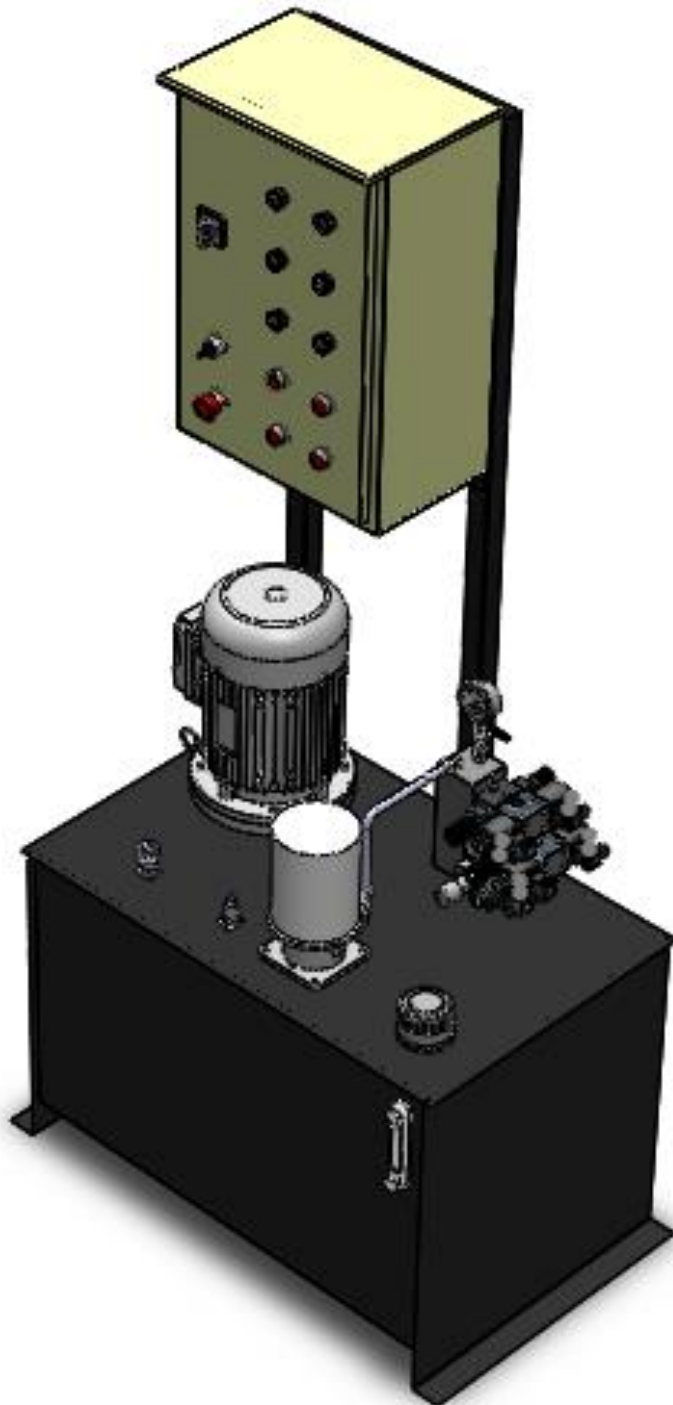
Fuente: COHA S.A.S

5.1 MODELO DE LA UNIDAD HIDRÁULICA.

En la figura 53, se aprecia el modelo fabricado por COHA S.A.S., en este modelo se observa el montaje de los componentes hidráulicos y el tablero de control. Cabe aclarar que la forma constructiva de la unidad hidráulica (tanque, montaje, ensamble, etc.) son autoría de COHA S.A.S. ya que ellos tienen estandarizados

sus procesos de fabricación. Como clientes, lo único exigido por esta empresa fue el plano hidráulico junto con los parámetros de diseño mencionados anteriormente y la secuencia lógica de funcionamiento.

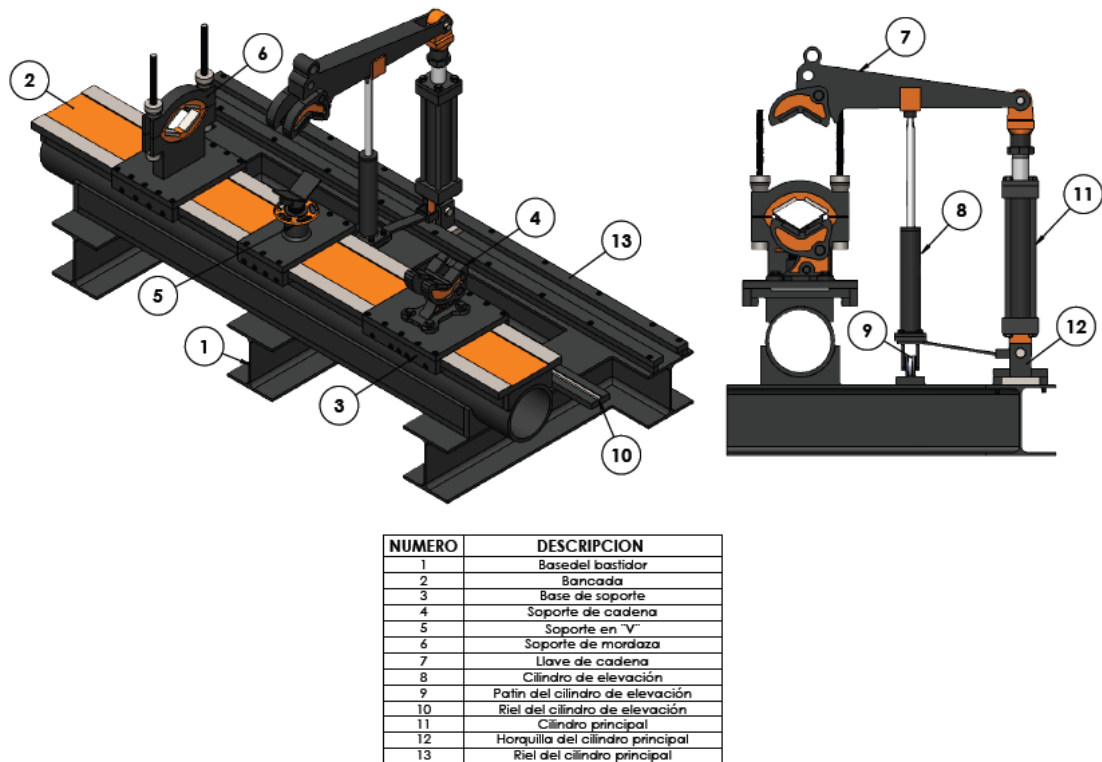
Figura 53. Modelo del tablero de control y unidad hidráulica.



6 DISEÑO ESTRUCTURAL

En esta parte se analizarán los componentes estructurales de la maquina en estado de carga máxima y se dimensionarán bajo criterios de falla estática, ya que el sistema hidráulico garantiza la no presencia de fluctuaciones considerables de velocidades o fuerzas que generen esfuerzos de carácter dinámico. La siguiente figura muestra cada uno de los componentes y su ubicación, para entrar en contexto con respecto a su función en esta aplicación (ver figura 54).

Figura 54. Componentes principales de la maquina torqueadora diseñada.



De los elementos mencionados y mostrados en la anterior grafica, se analizarán la base del bastidor, la bancada, el soporte de mordazas, la base del soporte de cadena y de mordazas, así como tambien algunas piezas de vital importancia como el riel, los pasadores y la horquilla de sujecion del cilindro principal. Los demás elementos seran excluidos del estudio por analisis de elementos finitos

ya que o bien son solamente elementos de soporte sin carga relevante de trabajo o vienen dimensionados y preconditionados por parte de sus respectivos fabricantes.

6.1 DISEÑO DEL BASTIDOR DE LA MAQUINA TORQUEADORA

El bastidor de la maquina está compuesto por la base, la bancada, las bases de los soportes y el riel del cilindro principal. Estos elementos se deben analizar bajo criterios de carga estatica para encontrar y verificar que las dimensiones propuestas cumplan con factores de seguridad satisfactorios para hacer la respectiva validacion del diseño.

6.1.1 Diseño de la bancada y la base.

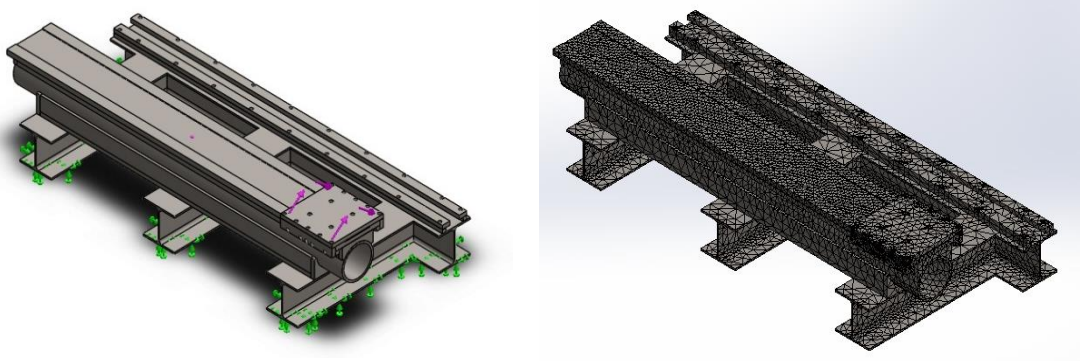
Estos dos elementos del bastidor fueron unidos entre si por medio de soldadura. La base esta estructurada con un perfil H de referencia en catalogo HEB 220. La bancada es compuesta por diferentes piezas de 1" de espesor y un tubo de 8" schedule 80. Ya que todas las piezas de la bancada fueron ensambladas por soldadura en todas sus aristas, para efectos de este analisis se tomará como una union rigida dentro de la simulación. Para validacion del modelo, se realizó la simulacion en el entorno de SolidWorks, a traves de un analisis estatico. Luego de la elaboracion fiel del modelo en dicho software, se introdujeron todas las propiedades mecanicas (ver tabla 48), las cargas y sujecciones para su posterior mallado y ejecucion.

La unica fuerza aplicada durante la simulacion fue la torsion provocada sobre la bancada por la llave de cadena que equivale a 14000 lbf-ft. El criterio de diseño propuesto por los autores en cuanto al factor de seguridad es de minimo 2,5. Este estudio se realizo para 3 diferentes posiciones de la base que son, en el extremo, en la mitad y una posicion media entre estas dos ultimas, para así garantizar que el bastidor soporta este par de torsion sin importar el punto de aplicación y ejecucion de éste. En el documento se evidencia el análisis en la posicion mas critica entre las tres situaciones, siendo ésta en el extremo de la bancada (ver figura 55), los otros dos análisis se muestran en el anexo O.

Tabla 48. Condiciones de estudio del bastidor.

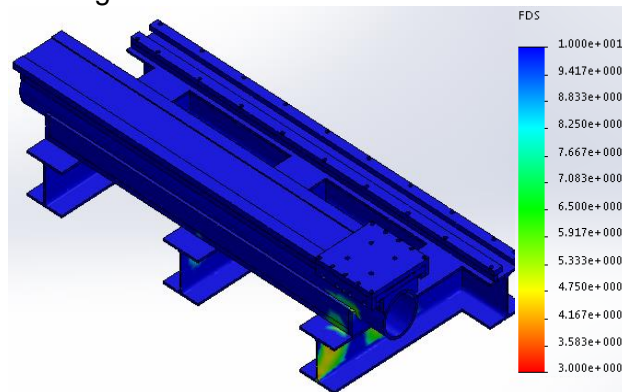
PROPIEDADES DEL MATERIAL	Nombre:	ASTM A36 Acero
	Tipo de modelo:	Isotropico elastico lineal
	Limite elastico:	2.5e+008 N/m ²
	Limite de traccion:	4e+008 N/m ²
	Modulo elastico:	2e+011 N/m ²
	Coficiente de Poisson:	0.26
	Densidad:	7850 Kg/m ³
DETALLES DE LA MALLA	Numero total de nodos:	145251
	Numero total de elementos:	79126

Figura 55. Cargas, apoyos y mallado del bastidor.



El análisis estático del bastidor, arrojó que el factor de seguridad mínimo es de 3,2, el cual se ajusta a los requerimientos iniciales (ver figura 56).

Figura 56. Factores de seguridad del bastidor.



Así finalmente se garantiza que en la posición más crítica el factor de seguridad está por encima del mínimo propuesto por los autores, lo que respalda el correcto diseño y dimensionamiento que se le dio a éste componente estructural.

6.2 DISEÑO DE LA BASE DE LOS SOPORTES DE CADENA Y DE MORDAZAS

Ahora se analizarán los esfuerzos en la base del soporte de cadena y de mordazas, se realizará un solo análisis ya que estos dos elementos están configurados con la misma base y soportan las mismas cargas (14000 lbf-ft) y restricciones. El procedimiento consiste en establecer de nuevo como criterio de diseño un factor de seguridad mínimo de 2,5. Este elemento principal está compuesto por piezas de 1" de espesor que se encuentran ensambladas en las aristas externas con soldadura y reforzada con tornillos Bristol con cabeza en todas las zonas de contacto. Un total de 20 tornillos fueron insertados en la simulación. Los tornillos se apretaron con un torque de 100 lbf-ft, que es el promedio brindado por los fabricantes para pernos grado 8. Se aplicó una carga torsional igual al análisis anterior pero en este caso el análisis estático estará enfocado en el comportamiento de este elemento bajo estas condiciones.

El material empleado en las piezas que componen el soporte es el mismo empleado en el anterior análisis, pero las propiedades del material de los tornillos se muestra a continuación (ver tabla 49).

Tabla 49. Condiciones de estudio de la base de los soportes.

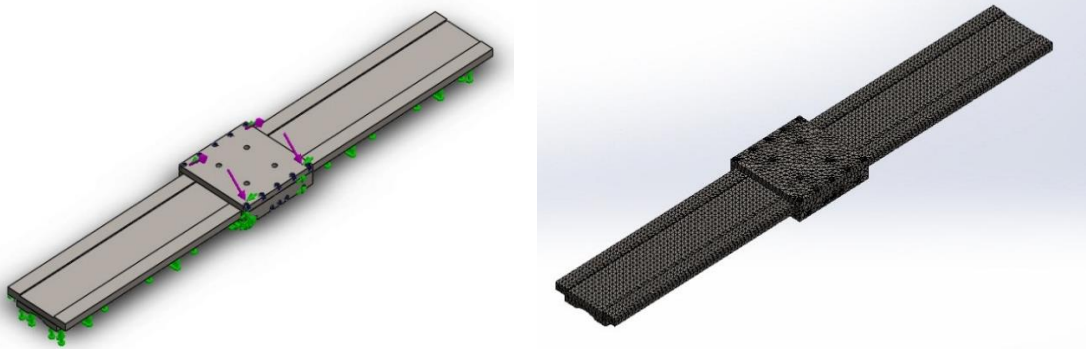
PROPIEDADES DEL MATERIAL	Nombre:	Acero aleado
	Tipo de modelo:	Isotropico elastico lineal
	Criterio de error predeterminado:	Tension de Von Mises máx
	Límite elástico:	6.20422e+008 N/m ²
	Límite de tracción:	7.23826e+008 N/m ²
	Modulo elástico:	2.1e+011 N/m ²
	Coefficiente de Poisson:	0.28
	Densidad:	7700 Kg/m ³

En este análisis se posicionó la base de los soportes en la mitad de la bancada, puesto que, en cualquier punto de la bancada, los esfuerzos que se presentan son muy parecidos lo que excluye al análisis de ejecución en puntos determinados (ver figura 57). Cabe mencionar que no se ilustra en detalle la bancada ya que el objetivo es analizar el elemento de interés. Los detalles del mallado aplico al modelo se muestra en la siguiente tabla (ver tabla 50).

Tabla 50. Detalles del mallado de la base de los soportes.

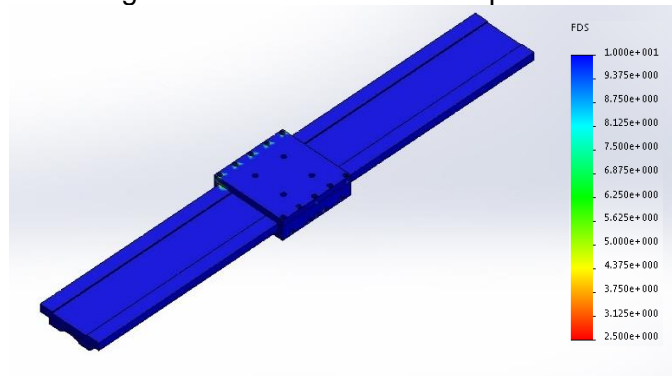
DETALLES DE LA MALLA	Numero total de nodos:	101926
	Numero total de elementos:	62092

Figura 57. Cargas, apoyos y mallado de la base de los soportes.



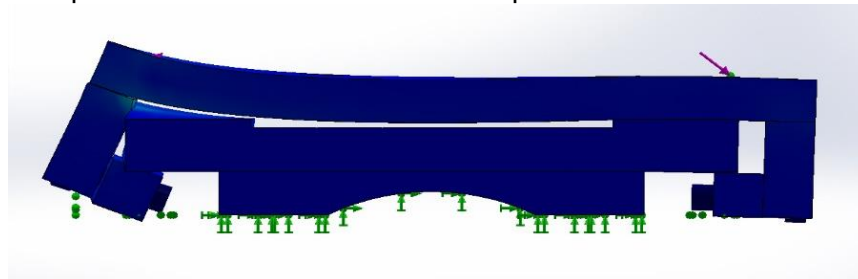
El análisis de elementos finitos indicó que el factor de seguridad más crítico en esta simulación fue de 2,8; lo cual es esperado ya que la geometría del modelo influye directamente en el factor de seguridad, entre más área de contacto hubiese en la pieza, mayor serían los esfuerzos que puede soportar. Finalmente se puede garantizar una pieza estable estáticamente, capaz de soportar la carga para la que fue diseñada y dimensionada previendo el espacio disponible en el ensamble (ver figura 58).

Figura 58. Factores de seguridad de la base de los soportes.



Para observar en detalle la deformación de este modelo, se muestra enseguida un análisis de tensiones donde se exagera la deformación de este elemento, lo cual arroja un comportamiento esperado en cuando a su desfiguración (ver figura 59).

Figura 59. Desplazamientos de la base de los soportes.



6.3 DISEÑO DEL SOPORTE DE MORDAZAS

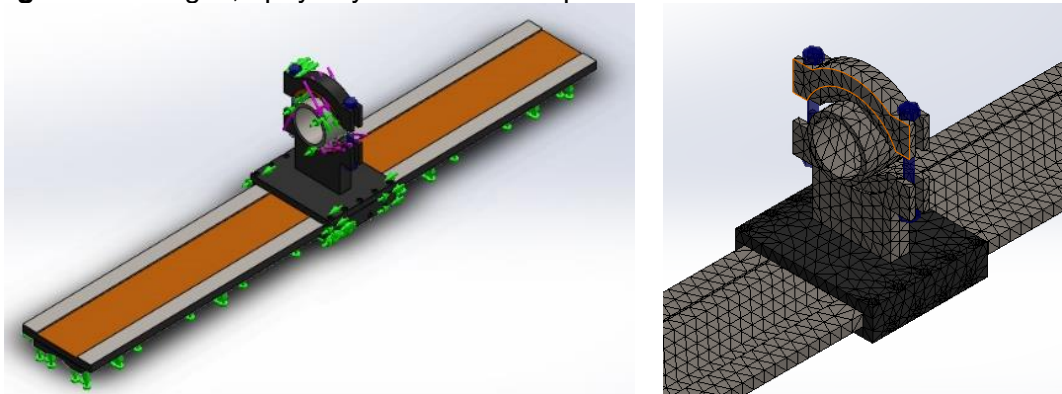
El soporte de mordaza fue diseñado para sujetar las piezas que tienen una longitud menor al ancho de agarre del soporte de cadena ($< 5''$). Este soporte tiene cuatro mandíbulas tomadas de llaves de tubería convencionales. La sujeción se hace a través de dos tornillos de $7/8''$ 9-UNC-2A-RH de $15''$ de longitud con tuercas de $2.5''$ de $2''$ de longitud y están hechos de acero 1045. El agarre del soporte a su base es por medio de unión soldada. En seguida, se muestran las propiedades del material en el que están hechos los tornillos y las tuercas (ver tabla 51), así como también las propiedades del mallado del modelo para su simulación.

Tabla 51. Propiedades mecánicas y condiciones de estudio del soporte de mordazas.

PROPIEDADES DEL MATERIAL	Nombre:	AISI 1045 acero estirado en frio
	Tipo de modelo:	Isotropico elastico lineal
	Limite elastico:	5.3e+008 N/m ²
	Limite de traccion:	6.25e+008 N/m ²
	Modulo elastico:	2.05e+011 N/m ²
	Coficiente de Poisson:	0.29
	Densidad:	7850 Kg/m ³
DETALLES DE LA MALLA	Numero total de nodos:	53287
	Numero total de elementos:	32437

Para el análisis, el soporte al estar soldado a su base y esta a su vez estar ensamblada con tornillos y soldadura, se asumirá en su conjunto como una unión rígida sometida a una torsión de 14000 lbf-ft (ver figura 60). El interés de este estudio recae sobre las bases donde se soportan los tornillos de ajuste de la mordaza, pues es de vital importancia que estos no fallen mientras es aplicada la torsión. También es necesario comprobar que el soporte no se desprenda de su base, ya que esto podría generar una situación crítica a carga tan alta a la que está sometida esta unión. Como criterio de diseño se toma como factor de seguridad mínimo 2,5.

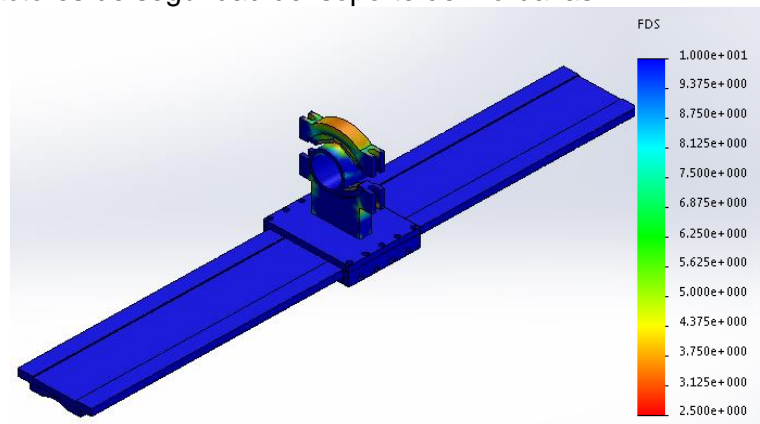
Figura 60. Cargas, apoyos y mallado del soporte de mordazas.



Según el análisis estático de elementos finitos, el factor de seguridad mínimo es de 2,8 (ver figura 61); así se respalda que la pieza resiste mecánicamente la

torsión a la que es sometida y a la presión de ajuste que le provocan los pernos sobre las superficies de sujeción.

Figura 61. Factores de seguridad del soporte de mordazas.



6.4 DISEÑO DEL RIEL DEL CILINDRO PRINCIPAL

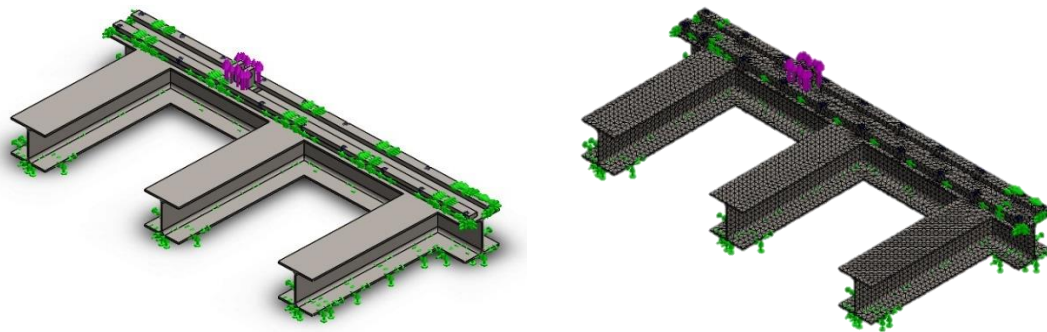
El riel es quien permite que el cilindro principal pueda trasladarse sobre y a lo largo de la base del bastidor, así como también el encargado de resistir el esfuerzo que le genera la aplicación del torque sobre la unión roscada. Se compone principalmente de piezas de 1" de espesor y tornillos Bristol con cabeza como elementos de sujeción de estas piezas a la base por medio de tuercas. El torque aplicado en estos tornillos es de 100 lbf-ft, que es el promedio brindado por los fabricantes para pernos grado 8. Estos tornillos tienen las mismas propiedades mecánicas que los mencionados anteriormente como lo es también las piezas que componen el riel con respecto al bastidor (ASTM A36). Sobre el riel va una pieza llamada horquilla que se une con la articulación del cilindro principal. Esta debe deslizarse sobre la base en toda la trayectoria del riel por lo que es necesario determinar en qué punto de este desplazamiento los esfuerzos son críticos. Haciendo diferentes análisis estáticos se encontró que en el punto donde solo haya dos tornillos soportando la tensión producida y donde estén a una distancia considerable respecto a las juntas soldadas de los perfiles de la base, es donde el factor de seguridad es más crítico. Como criterio de diseño se tomó un factor de seguridad de 2, debido a que las piezas no están soldadas

sino atornilladas y solo se evidenciara aquí el análisis en el punto más crítico (ver figura 62). Los detalles del mallado se muestran a continuación (ver tabla 52).

Tabla 52. Detalles del mallado del riel del cilindro principal.

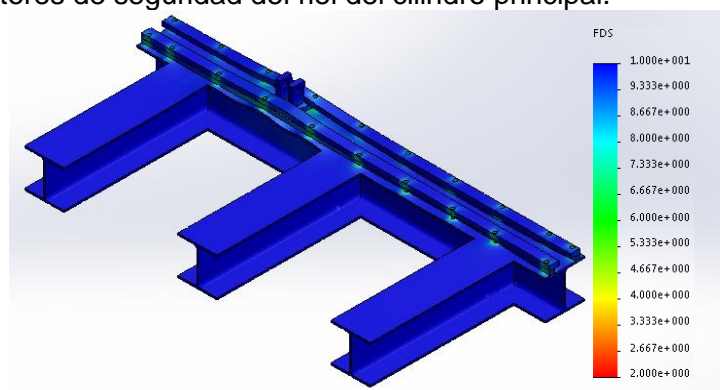
DETALLES DE LA MALLA	Numero total de nodos:	81454
		Numero total de elementos:

Figura 62. Cargas, apoyos y mallado del riel del cilindro principal.



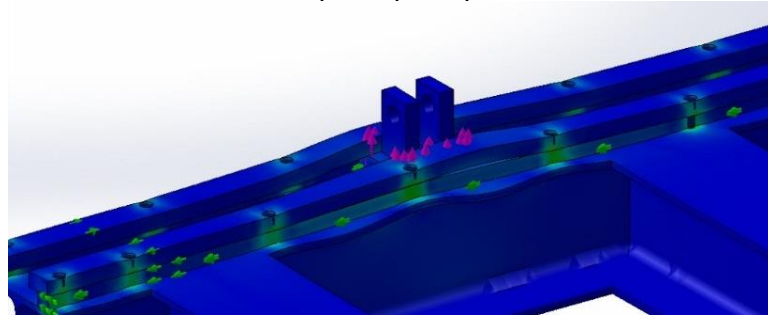
La horquilla es un elemento sometido a tensión, debido a que el cilindro hidráulico cuando ejerce fuerza, intenta arrancar este elemento del riel, por lo tanto, junto con la situación anteriormente expuesta, se presenta el evento crítico. El análisis estático arrojó un factor de seguridad mínimo de 2,3 (ver figura 63).

Figura 63. Factores de seguridad del riel del cilindro principal.



En la siguiente imagen se muestra una vista aproximada del punto más crítico de todo el riel con un nivel de deformación bastante notorio (ver figura 64).

Figura 64. Deformación del riel del soporte principal.



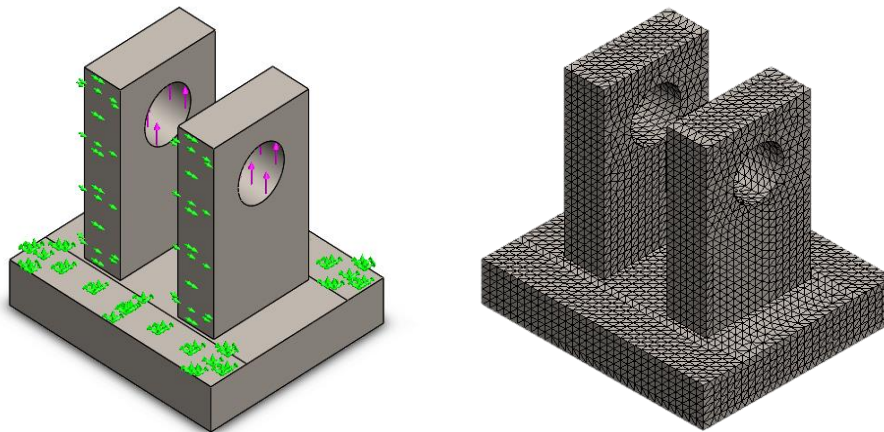
6.5 DISEÑO DE LA HORQUILLA DEL CILINDRO PRINCIPAL

Este elemento está articulado por un pasador a la base del cilindro principal. Son tres piezas de 1" soldadas entre sí. Las propiedades del material son las mismas en que está fabricada la bancada (ASTM A36). La carga aplicada sobre el elemento está ubicada en los orificios donde se encuentra el pasador (ver figura 65). Como criterio de diseño se acepta un factor de seguridad superior a 2. Los parámetros de malla se muestran a continuación (ver tabla 53).

Tabla 53. Detalles del mallado de horquilla.

DETALLES DE LA MALLA	Numero total de nodos:	90219
	Numero total de elementos:	60629

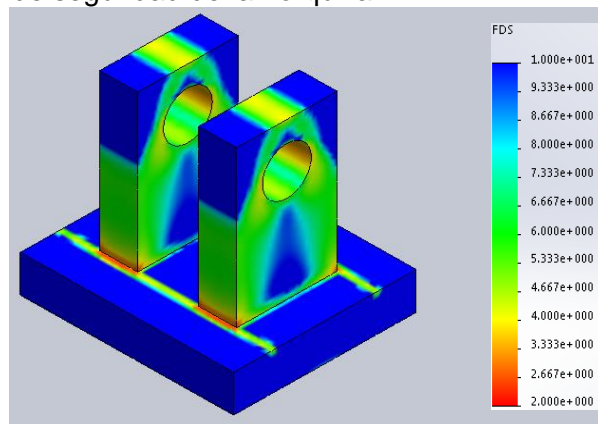
Figura 65. Cargas, apoyos y mallado de la horquilla.



El análisis estático de la horquilla muestra que el factor de seguridad mínimo es de 2,2 (ver figura 66). Este valor es aceptable ya que, por su geometría, no tiene

suficiente área para soportar los esfuerzos, lo cual se traduce en una reducción del factor de seguridad.

Figura 66. Factores de seguridad de la horquilla.



6.6 DISEÑO DE LOS PASADORES DEL CILINDRO PRINCIPAL

Los pasadores están diseñados en acero 1045, sus dimensiones fueron tomadas de acuerdo a la geometría de los elementos que se van a articular.

6.6.1 Diseño del pasador superior (entre el vástago y la llave de cadena).

Este pasador conecta dos piezas que son el extremo del brazo de la llave de cadena y el vástago del cilindro principal, brindando un apoyo articulado que permite el giro relativo entre las dos piezas, en la figura 67 se observan las cargas de corte a las que está sometida. Los cálculos se hicieron en base a un diámetro normalizado de 1" y un largo de 5". Las propiedades del material y el mallado del modelo se mencionan a continuación (Ver tabla 54).

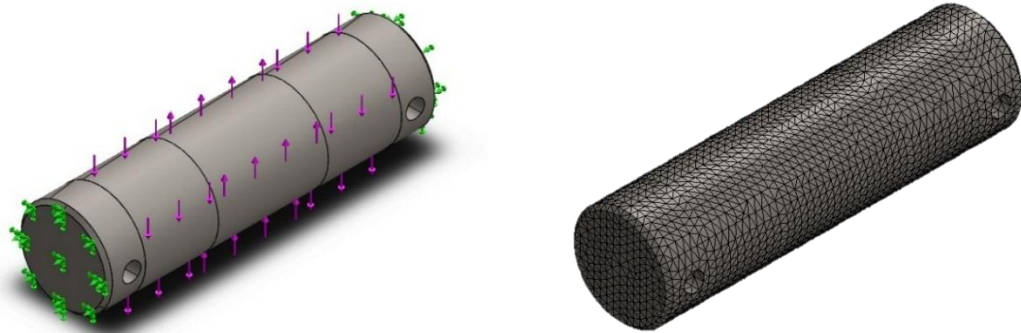
Tabla 54. Condiciones de estudio del pasador superior.

PROPIEDADES DEL MATERIAL	Nombre:	AISI 1045 Acero estirado en frio
	Tipo de modelo:	Isotropico elastico lineal
	Limite elastico:	5.3e+008 N/m ²
	Limite de traccion:	6.25e+008 N/m ²
	Modulo elastico:	2.05e+011 N/m ²
	Coficiente de Poisson:	0.29
	Densidad:	7850 Kg/m ³
	Numero total de nodos:	63824

DETALLES DE LA MALLA	Numero total de elementos:	43669
---------------------------------	-----------------------------------	-------

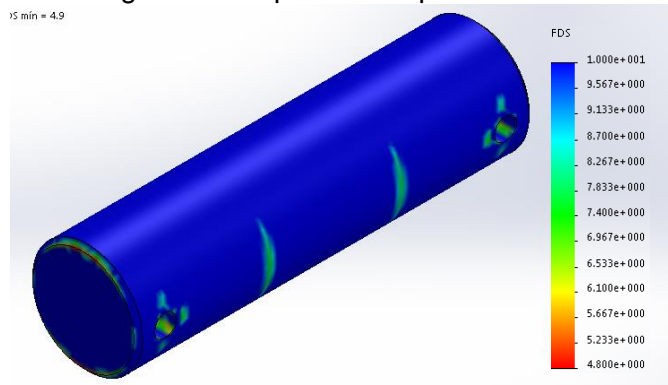
En el modelo se extruyeron dos orificios de ¼” para la ubicación de dos chavetas rápidas como elementos fijadores. El criterio de diseño tomado para esta pieza fue un factor de seguridad mínimo de 3.

Figura 67. Cargas, apoyos y mallado del pasador superior.



La simulación del pasador arrojó un factor de seguridad mínimo de 4,9 lo cual es muy bueno para la naturaleza de operación de esta pieza, ya que ésta tiene la responsabilidad de soportar las 6220 lbf que le genera la aplicación del momento (ver figura 68).

Figura 68. Factores de seguridad del pasador superior.



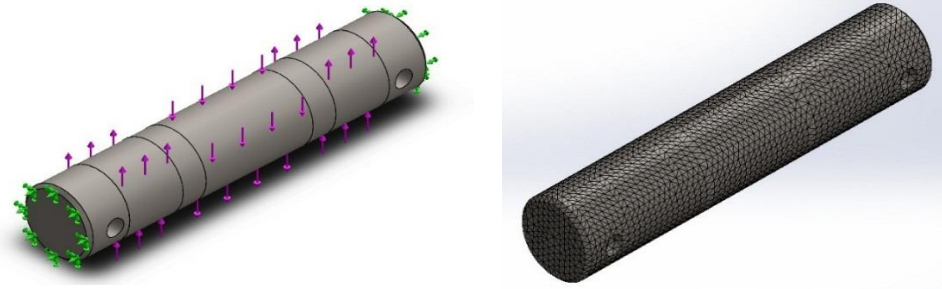
6.6.2 Diseño del pasador inferior (entre la base y la horquilla).

Este pasador sirve como pivote entre la base y la horquilla. La figura 69 muestra el mallado y el diagrama de cargas que actúan en dicho pasador. Las dimensiones de este pasador de 1 ¼" de diámetro y 4,5" de largo y presentan las dos mismas perforaciones para el ajuste con la chaveta rápida. El material de este pasador es igual del pasador anterior. En cuanto al factor de seguridad, se aceptará un valor mínimo de 3. La malla utilizada para este análisis presenta la siguiente configuración (ver tabla 55).

Tabla 55. Detalles del mallado del pasador inferior.

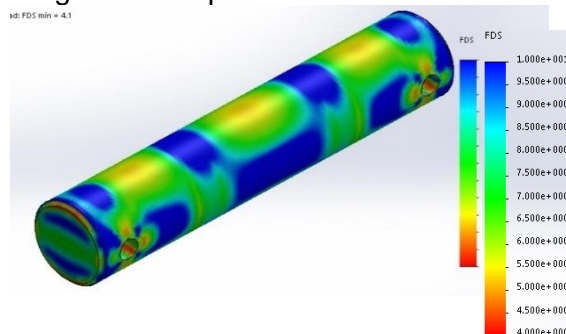
DETALLES DE LA MALLA	Numero total de nodos:	63125
	Numero total de elementos:	46488

Figura 69. Cargas, apoyos y mallado del pasador inferior.



Según el análisis estático, el pasador tiene un factor de seguridad mínimo de 4,1 (ver figura 70). Este valor brinda la tranquilidad en funcionamiento que se desea para este tipo de componente, el cual debe que soportar la carga provocada por la operación de torsión, más el peso del actuador (60 lbf).

Figura 70. Factores de seguridad del pasador inferior.



7 CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA TORQUEADORA

Este capítulo tiene como objetivo describir el proceso de fabricación de la máquina torqueadora (bastidor, bases de los soportes, soporte de mordazas, horquilla y pasadores), desde la materia prima hasta los procesos de mecanizado. Cabe aclarar que la fabricación de la unidad hidráulica y del tablero de control fue realizada por la empresa *COHA S.A.S*, bajo la supervisión y consentimiento de los autores de este proyecto.

El proceso de construcción de la máquina torqueadora se llevó a cabo en la empresa *DAM LTDA*. Esta se encuentra ubicada en el barrio Girardot de la ciudad de Bucaramanga y tiene una amplia trayectoria y experiencia en el sector metalmeccánico. En esta empresa se utilizaron la mayoría de recursos para los procesos de construcción de la máquina, los procedimientos que no fueron posibles realizar se manufacturaron en empresas de la zona, el montaje y la puesta en marcha de la maquina se efectuó en las instalaciones de la empresa (ver figura 71).

Figura 71. Procesos de manufactura aplicados.



Después de realizar los análisis estáticos y de seleccionar los materiales, se procedió a la construcción, unión, adaptación y modificaciones requeridas de cada una de las piezas estructurales de la máquina. Durante el proceso de fabricación surgieron dificultades en los diseños inicialmente propuestos por lo que fue necesario optimizar y modificar las piezas originalmente hechas a través de SOLIDWORKS. *DAM LTDA* asistió en la fabricación y diseño de las piezas en cada etapa del proceso de manufactura.

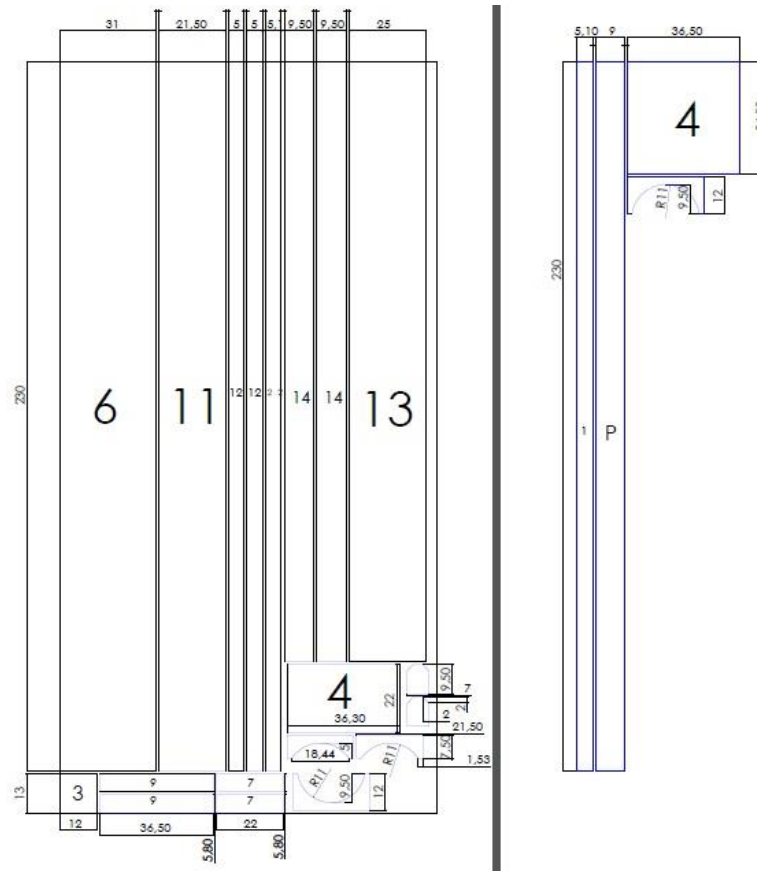
La fabricación de la máquina se basó en la realización de diversos trabajos operacionales, en los que se incluyen:

- Procesos de corte con plasma y oxiacorte.
- Soldadura MIG y de arco con electrodo revestido.
- Taladrado.
- Torneado.
- Fresado.
- Pulido, biselado y terminado de piezas.

7.1 CONSTRUCCION DEL BASTIDOR DE LA MAQUINA

El bastidor fue fabricado en lámina ASTM A 36 HR de 1" de 4' x 8', tubo de acero al carbono cedula 80 y perfil HEB 220 en acero estructural para la base. A partir del modelo hecho, se desglosó la máquina en diferentes piezas que en conjunto formarían a cada uno de los componentes del bastidor, posteriormente se trasladaron dichas dimensiones sobre una lámina de acero ASTM A36 para un posterior proceso de oxiacorte. Las piezas cortadas se utilizaron para ensamblar la bancada del bastidor y algunas formaron el riel del actuador principal. Cabe resaltar que durante el proceso de corte, las piezas más delgadas se deformaron considerablemente debido al calor generado en la operación. Para los procesos de ensamble permanente se utilizó soldadura de arco con electrodo revestido E7018 y soldadura MIG. A continuación se muestran los planos de corte de la lámina (ver figura 72).

Figura 72. Plano de corte sobre la lámina.



El bastidor se compone principalmente de 4 subconjuntos: la base, la bancada, el riel y las bases de los soportes. En seguida se explica el proceso de manufactura de cada una de ellas.

7.1.1 Construcción de la estructura base del bastidor.

La base del bastidor fue elaborada en perfil estructural HEB 220 el cual se consigue en el mercado en tramos de 6 metros de largo lo que conlleva a dividir el tramo de acuerdo a las longitudes especificadas en el diseño y así optimizar el material de la mejor forma para evitar desperdicios y sobrecostos.

Lo anterior en función a la dimensión de la bancada que será quien soporte los packer con una longitud máxima de 2 [m] y en segundo lugar por la longitud del brazo de 12" de la llave de cadena. Inicialmente se cortaron 3 tramos de 0.92 [m] para soportar el peso de la bancada y uno final de 2.3 [m] para ubicar el riel del

actuador principal. Todos los componentes fueron cortados por oxicorte y soldados con electrodo revestido E7018 ,según el diseño propuesto por parte de los autores del proyecto (ver figura 73). Ver plano de construccion en anexo P.

Figura 73. Proceso de construcción de la estructura base del bastidor.



7.1.2 Construcción de la bancada del bastidor.

La bancada fue elaborada en lamina de acero ASTM A36 HR de 1" de espesor y un tubo de acero al carbón cedula 80. Está constituida por platinas cortadas y debidamente ensambladas con un proceso de soldadura por arco. Durante el proceso de fabricación algunas piezas en contacto fueron biseladas, posteriormente se aplicaron cordones de soldadura de espesores superiores a 5 [mm] y se hicieron refuerzos internos con el mismo procedimiento, debido a que este elemento tiene que soportar los esfuerzos producidos por las cargas torsionales (ver figura 74). Finalmente en puntos criticos concentradores de esfuerzos, se repasó la soldura con soldadura MIG para evitar torceduras del material debido a sobrecalentamiento del material . Ver plano de construccion en anexo Q.

Figura 74. Proceso de construcción de la bancada del bastidor.



7.2 CONSTRUCCIÓN DEL RIEL DEL ACTUADOR PRINCIPAL

El riel fue construido con tramos de acero ASTM A36 HR de 1" y tornillos bristol con cabeza $\frac{1}{2}$ " X $3 \frac{1}{2}$ " (Ver figura 75). Durante el proceso de manufactura, las piezas que formaron el riel no fueron soldadas debido a que en las aristas de la parte interna del riel no se le podría aplicar, pues se necesitaba garantizar el libre desplazamiento de la horquilla del actuador. Por esta razón la sujeción se realizó con tornillos, lo cual se sometió previamente a un análisis de elementos finitos. Dicho estudio respaldaba la suficiencia de esta unión para soportar las cargas generadas por el actuador cuando la llave se encontraba en operación máxima. A lo largo de cada pieza del riel se encuentran 10 tornillos bristol con cabeza ubicados en forma diagonal para evitar espaciamientos demasiado grandes y garantizar que la horquilla como mínimo este soportada por 2 tornillos en cada momento, estos a su vez son ajustados con tuercas de seguridad para amparar el apriete aplicado en cada una de ellas. Es importante aclarar que otro de los determinantes en la cantidad de tornillos fue, que debido al corte el material presentó una torcedura bastante considerable lo cual debió corregirse en gran manera a través de este tipo de sujeción. Ver plano de construcción en anexo R.

Figura 75. Proceso de construcción del riel del cilindro principal.



7.3 CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES DE LOS SOPORTES

Son tres piezas deslizantes y sirven de base para los tres soportes que tiene la bancada. Las bases fueron fabricadas en lámina de acero ASTM A36 HR de 1" y fueron cortadas en base a las medidas de la bancada, ya que estas piezas deben deslizarse libremente sobre la misma (ver figura 76). Las piezas tuvieron que ser ensambladas a través de tornillos ya que, al aplicar la soldadura sobre la pieza, podía deformarse debido al calor que genera este procedimiento, por lo tanto, todas las juntas debieron alinearse con puntos de soldadura, taladrarse, roscarse y atornillarse antes de aplicar los cordones de soldadura definitivos. Una vez hecho esto, todas las juntas fueron biseladas para luego unir con soldadura E7018. Esta modificación del ensamble permite que la pieza sea más resistente ante las cargas producidas en la operación, es decir, eleva aún más el factor de seguridad en el diseño propuesto inicialmente (solo unión por soldadura). Ver plano de construcción en anexo S.

Figura 76. Proceso de construcción de las bases de los soportes.



En una de las mesas fue necesario taladrar y roscar 4 orificios por lo que en esta pieza va montado el soporte de cadena. Este soporte va fijado con tornillos 7/8" X 2" grado 8. En cuanto al soporte de mordaza y el soporte en V, fueron fijados a la mesa con soldadura.

7.4 CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE DE MORDAZAS

Este soporte está fabricado en lámina de acero ASTM A36 HR de 2". Utilizando el modelo hecho en SolidWorks, se diseñó el plano de esta pieza y se mandó a cortar en una máquina computarizada de corte por oxicorte para llegar de la forma más precisa a la geometría de esta pieza (ver figura 77). Una vez hecho este trabajo, fue necesario llevar las piezas cortadas a otro lugar donde se fresaron los sitios donde están insertadas las mordazas y en donde se ubican los tornillos para el apriete. Después en un torno se les hizo un descargue por ambas caras para dejar las piezas al mismo ancho de las mordazas. El soporte de mordaza fue biselado y soldado a la base por medio de electrodo E7018. Ver plano de construccion en anexo T.

Figura 77. Proceso de construcción del soporte de mordazas.



7.5 CONSTRUCCION DE LA HORQUILLA DEL CILINDRO PRINCIPAL

Fabricado en lamina de acero ASTM A36 HR de 1", se compone de 3 piezas, soldadas entre si. Parte de las dimensiones de esta pieza fueron tomadas del riel y de la horquilla del actuador principal. Durante la fabricación de esta pieza, se biselaron las aristas de las superficies que están en contacto con la platina base para posteriormente rellenar con soldadura E7018. Este procedimiento se hizo con el fin de aumentar la resistencia de la pieza ya que esta debe soportar los esfuerzos producidos por el cilindro hidráulico adicionandole su peso. Además se taladraron 2 orificios de 1 1/4" en las dos piezas verticales para ubicar el pasador. Las caras que estan en contacto con el riel se pulieron y lijaron cuidadosamente con el fin de disminuir la fricción al momento de trasladar este componente sobre su guía (ver figura 78). Ver plano de construccion en anexo U.

Figura 78. Proceso de construcción de la horquilla.



7.6 CONSTRUCCIÓN DE LOS PASADORES DEL CILINDRO PRINCIPAL

Fabricados en acero 1045, están ubicados en la cabeza del vástago y en la base de la camisa del cilindro principal. El pasador que está instalado en el vástago tiene un diámetro de 1" y 5" de largo. Estas dimensiones se tomaron de acuerdo a la geometría de los orificios ubicados en el extremo del brazo de la llave de cadena, ya que este pasador debe conectar el cilindro principal con la herramienta. Su fabricación consistió en reducir por medio de torno una barra de 30 [mm] de diámetro a la medida necesaria. El pasador que conecta el cilindro principal con el riel tiene un diámetro de 1 1/4" y 4,5" de largo, se tomaron estas dimensiones de acuerdo al ancho de la rótula de la base del cilindro y la geometría de la horquilla posicionada en el riel. En los pasadores fueron taladrados dos orificios en los extremos para inserción de chaveta R (rápida) (ver figura 79). Ver plano de construcción en anexo V.

Figura 79. Proceso de construcción de los pasadores.



7.7 OTROS DETALLES CONSTRUCTIVOS

Algunos trabajos adicionales que no fueron modelados durante la etapa de diseño se tuvieron que llevar a cabo, ya que su funcionalidad operativa es vital para la máquina. Estas piezas que se fabricaron no fueron simuladas debido a que los esfuerzos a los que están sometidas son insignificantes comparados con las piezas anteriormente mencionadas, su función principal es facilitar algunos trabajos como:

- Trasladar cómodamente los cilindros por toda la mesa del bastidor
- Elevar, soportar y mantener en posición la llave de cadena.

A continuación, se explicará en detalle las piezas construidas.

En el extremo del vástago del cilindro de elevación se instaló un mecanismo cuya función es la de soportar la llave de cadena. Este mecanismo consiste en dos piezas articuladas por un tornillo (Ver figura 80).

Figura 80. Soporte del cilindro de secundario para la llave de cadena.



En la base del cilindro de elevación, se instaló un patín de acero, el cual permite trasladar cómodamente la llave de cadena y el cilindro de elevación a lo largo de la base de la máquina. Adicionalmente se soldó un riel para el patín del cilindro de elevación. Finalmente, los dos cilindros se unen solidariamente a través de una platina. Este arreglo permite dar estabilidad y verticalidad al cilindro de elevación (ver figura 81).

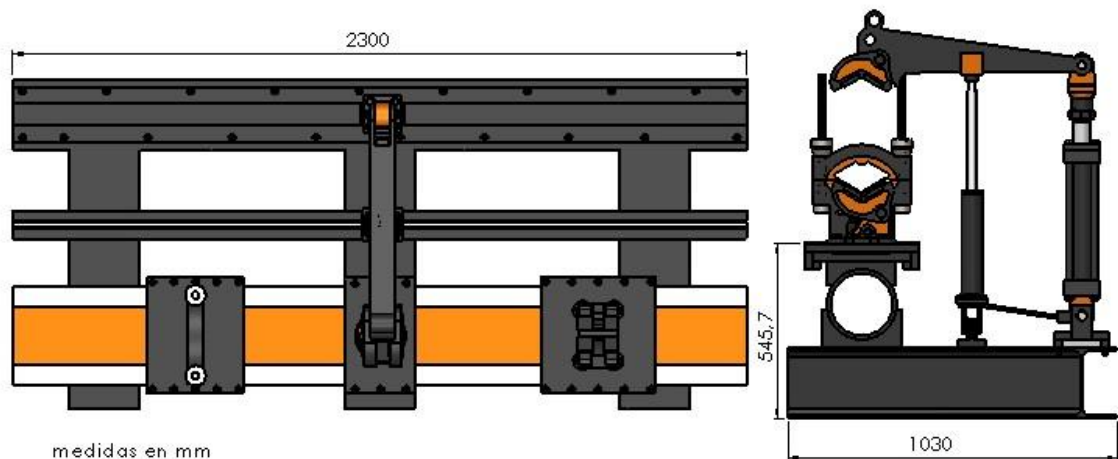
Figura 81. Patín, riel y separador del cilindro secundario.



7.8 DIMENSIONES FINALES DE LA MAQUINA TORQUEADORA

Durante todo el proceso de construcción, se mantuvo en lo posible las medidas originalmente planteadas como lo son el ancho, la altura y la profundidad. Las demás dimensiones en su mayoría fueron modificadas por condiciones de fabricación u optimización del diseño según los resultados estáticos del análisis de elementos finitos. En la figura 82 se muestran las medidas con las que cuenta la maquina actualmente

Figura 82. Dimensiones generales de la maquina torqueadora.



7.9 PRESUPUESTO CONSTRUCCIÓN MAQUINA TORQUEADORA

En la realización de este proyecto se asignaron importantes sumas de dinero, en cuanto a materiales, transporte nacional e internacional, componentes hidráulicos y eléctricos, montaje, construcción, entre otros. Los costos totales de la construcción de la maquina torqueadora se especifican en la tabla 56. Para ver el desglose en detalle de cada ítem ver facturas en anexo W.

Tabla 56. Presupuesto de la construcción en general.

PRESUPUESTO TOTAL MAQUINA TORQUEADORA HIDRÁULICA	
DESCRIPCIÓN	VALOR
Llave de cadena (sin cadena)	US 3.017 → \$ 8'749.300,00
Soporte de cadena (sin cadena)	US 1.779 → \$ 5'159.100,00
2 Cadenas para llave y soporte	US 1.896 → \$ 5'498.400,00
Flete transporte de llave y soporte	\$ 6'703.101,00
Unidad hidráulica	\$ 12'068.966,00
Cilindros hidráulicos	\$ 1'801.724,00
Válvulas de cartucho y manifolds SUN Hydraulics	US 286,1 → \$ 836.310,00
Flete SUN Hydraulics	\$ 115.100,00
Tablero eléctrico de control	\$ 3'060.345,00
Materiales fabricación estructural	\$ 4'711.464,00
Mano de obra construcción estructural	\$ 14'000.000,00
SUBTOTAL	\$ 62'703.810,00
IVA 16%	\$ 10'032.609,00
TOTAL	\$ 72'736.419,00

7.9.1 Análisis de retorno de la inversión.

Para hacer este estudio, se tuvo en cuenta la proyección de la empresa para el año 2017 en cuanto a reparación de empaques tanto de tándem como de cuña. Según la renovación del contrato por parte de ECOPETROL, para el año 2017 se deben reparar 240 empaques que, según los indicadores de la empresa, se esperan reparar en un periodo de 4 meses, como se observa en la tabla 57.

Tabla 57. Proyección del mantenimiento de empaques 2017

PROYECCIÓN MANTENIMIENTO EMPAQUES 2017					
	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	TOTAL
CUÑA	22	23	23	22	90
TÁNDEM	37	37	38	38	150
TOTAL MENSUAL	59	60	61	60	240

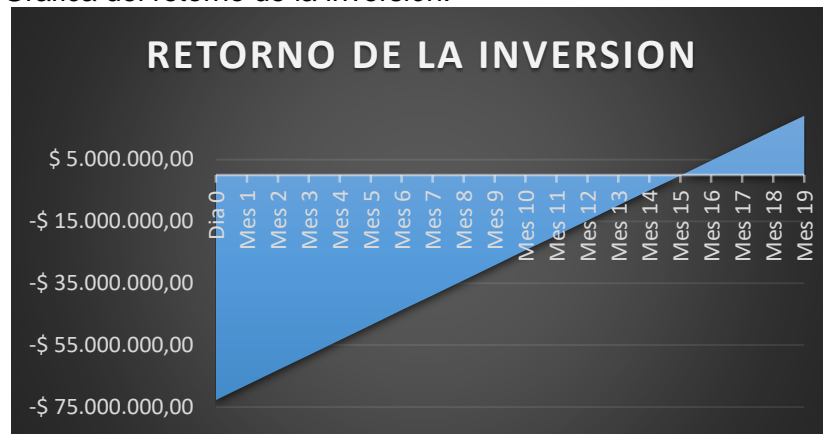
Para hacer el respectivo mantenimiento y recuperación, se cuenta con personal el cual solo será contratado por este tiempo. La empresa debe pagar por esta nomina durante el periodo que se demore haciendo estas actividades. En la tabla 58 se puede observar el costo mensual por concepto de mano de obra y también el acumulado en su correspondiente año. El retorno de la inversión consiste en restar el costo de nómina del presente año (2016) con el costo de nómina proyectado del año siguiente (2017) y esto dividirlo en el número de meses del próximo año (8 meses para el año 2017) en los que no se hará ninguna actividad de mantenimiento. El dinero destinado para pago de nómina en los 8 meses del año 2017 será destinado para pagar la máquina (ver tabla 58).

Tabla 58. Presupuesto para el retorno de la inversión.

SALARIO MENSUAL	\$ 6'450.000,00
COSTO SALARIO 2016	\$ 64'500.000,00
COSTO SALARIO 2017	\$ 25'800.000,00
DIFERENCIA 2016-2017	\$ 38'700.000,00
RETORNO MENSUAL	\$ 4'837.500,00
RETORNO ANUAL	\$ 58'050.000,00
INVERSIÓN INICIAL	\$ 72'736.419,00
TIEMPO DE RETORNO	15 meses

De acuerdo con el presupuesto calculado anteriormente y adicionando el retorno mensual, en la gráfica 83 se puede apreciar como la inversión inicial va disminuyendo a medida que pasan los meses, hasta que a partir del mes 15, la maquina será rentable económicamente.

Figura 83. Grafica del retorno de la inversión.



7.9.1.1 Cálculo de la tasa interna de retorno de la inversión (TIR)¹⁵.

En el cálculo se asumirá una vida útil de 5 años de la máquina, tiempo en el cual solo se contará con los ingresos producidos por el contrato con ECOPETROL, también, se asumirá que la máquina genera un gasto de mantenimiento anual de 6 millones lo que representa reducción en el retorno anual a partir del segundo año (ver tabla 59).

Tabla 59. TIR

TASA INTERNA DE RETORNO DE LA INVERSIÓN	
INVERSIÓN	-\$ 72'736.419,00
RETORNO AÑO 1	\$ 58'050.000,00
RETORNO AÑO 2	\$ 52'050.000,00
RETORNO AÑO 3	\$ 52'050.000,00
RETORNO AÑO 4	\$ 52'050.000,00
RETORNO AÑO 5	\$ 52'050.000,00
TIR	70%

¹⁵TIR, la tasa interna de retorno de una inversión, es la media de los rendimientos futuros esperados de dicha inversión, y que implica el supuesto de una oportunidad para "reinvertir". Se utiliza como indicador de la rentabilidad de un proyecto: a mayor TIR, mayor rentabilidad; lo que puede ser un criterio para decidir sobre la aceptación o rechazo de la inversión. El cálculo de la TIR se rige bajo la siguiente ecuación:

$$TIR = \sum_{t=0}^n \frac{Fn}{(1+i)^t} = 0$$

7.9.1.2 Cálculo del retorno de la inversión (ROI)¹⁶.

Para este cálculo se asumirá igualmente una vida útil de 5 años para la máquina, tiempo durante el cual solo se contará con los ingresos producidos por el contrato con ECOPETROL, también, se asumirán los mismos gastos de mantenimiento anuales de 6 millones los que representarían una reducción en el retorno anual a partir del segundo año (ver tabla 60).

Tabla 60. ROI.

RETORNO SOBRE LA INVERSION	
INVERSION	-\$ 72.736.419,00
RETORNO AÑO 1	\$ 58.050.000,00
RETORNO AÑO 2	\$ 52.050.000,00
RETORNO AÑO 3	\$ 52.050.000,00
RETORNO AÑO 4	\$ 52.050.000,00
RETORNO AÑO 5	\$ 52.050.000,00
RETORNO TORAL	\$ 266.250.000,00
ROI	366%

Cabe mencionar que este análisis se hizo bajo la peor suposición que se pueda presentar en la empresa, es decir, la maquina se puede pagar en menos tiempo del pronosticado en este análisis, debido a que no solo se trabaja para Ecopetrol sino también para otras grandes petroleras.

¹⁶ ROI, el retorno sobre la inversión, es una razón financiera que compara el beneficio o la utilidad obtenida en relación a la inversión realizada. el ROI se utiliza al momento de evaluar un proyecto de inversión: si el ROI es positivo significa que el proyecto es rentable (mientras mayor sea el ROI, un mayor porcentaje del capital se va a recuperar al ser invertido en el proyecto). Pero si el ROI es menor o igual que cero, significa que el proyecto o futuro negocio no es rentable (viable), pues en caso de ponerse marchar se perdería dinero invertido. El caculo del ROI se rige bajo la siguiente ecuación:

$$ROI = \frac{BENEFICIO\ OBTENIDO - INVERSION}{INVERSION} * 100$$

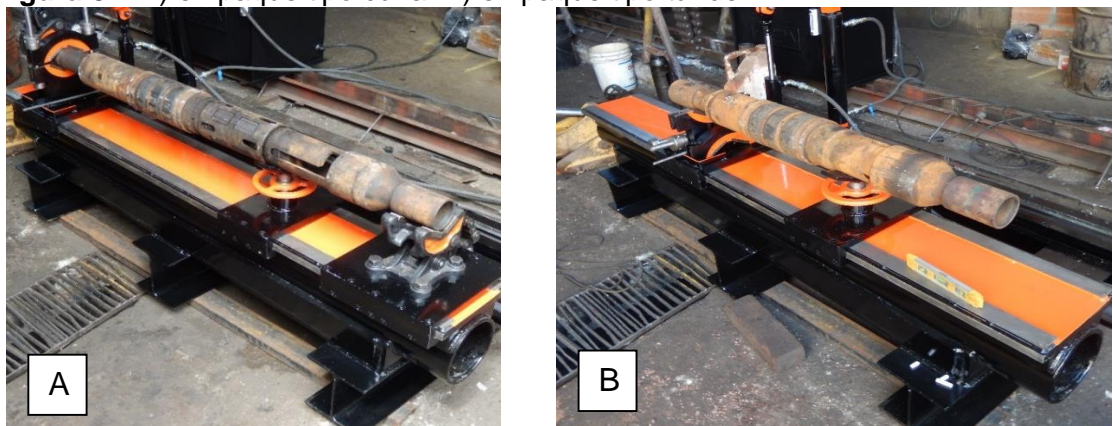
8 PRUEBAS Y RESULTADOS.

Como se nombró anteriormente, la máquina torqueadora debe demostrar la funcionalidad para la cual fue diseñada, principalmente en desarmar las uniones roscadas de los empaques hidráulicos.

La máquina tiene una unidad hidráulica que permite variar su presión ya que cada tipo de rosca tiene un torque específico de apriete. Durante el desajuste de las roscas de las piezas que conforman el empaque, el torque con el que son soltadas se desconoce, ya que el deterioro por las condiciones ambientales y los esfuerzos a los que son sometidos, hacen que el par de torsión aplicado a cada uno de ellos sea diferente. cabe resaltar que los empaques cuando son sacados de pozo, presentan todos condiciones de deterioro diferentes.

Durante la fase de pruebas se utilizó un empaque tipo cuña (ver figura 84 A) y un empaque tipo tándem (ver figura 84 B) de la marca *WEATHERFORD*; se pudo haber hecho pruebas con otros tipos de empaque, pero al momento de realizar los ensayos, la empresa contaba solo con estos. Los dos empaques fueron tomados de las instalaciones de *FIELD SERVICE SOLUTION*, donde allí deben ser desarmados para hacer el mantenimiento respectivo de la herramienta.

Figura 84. A) empaque tipo cuña. B) empaque tipo tándem.

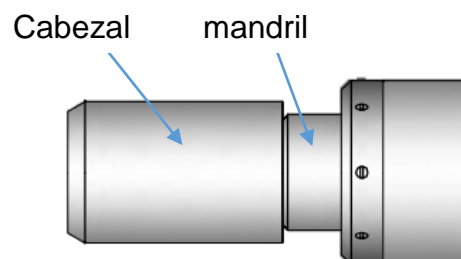


En cuanto a dimensiones, los dos tipos de empaques manejan los mismos diámetros, pues son herramientas de inserción en pozos de diámetro de tubería de 6 5/8" y 7". Los packer fueron sujetos y apoyados por el soporte de mordaza y el soporte en V, posteriormente se procedió a nivelar la altura del empaque para verificar que quedara totalmente horizontal ya que esto es fundamental para que la llave de cadena trabaje correctamente. En seguida, se sujetó firmemente el empaque por el soporte de mordaza y luego se posicionó y ajustó la llave de cadena sobre la pieza a girar.

8.1 PRUEBA #1.

La primera prueba consistió en sujetar las piezas con los diámetros más pequeños que posee el empaque (ver figura 85). Estas son el cabezal superior y el mandril. Durante la operación de instalación en el pozo, son las que más sufren en cuanto tensión y torsión, entonces se puede decir que es de las juntas más apretadas que tiene el empaque. El mandril fue sujetado firmemente a la bancada por medio del soporte de mordaza, el cual evito que durante la operación este se gire; luego la llave de cadena fue puesta sobre el cabezal superior. Cabe mencionar que la hélice de la rosca de las dos piezas es hélice derecha y por este motivo, el soporte tubo que estar al lado derecho y la llave de cadena al lado izquierdo. Con este arreglo, la llave de cadena hizo que el cabezal girara en sentido contrario a las manecillas del reloj.

Figura 85. Vista en detalle del cabezal y el mandril.



Geoméricamente, la rosca tiene la característica de que una vez se libere, queda totalmente suave para ser retirada de forma manual, pero existen diferentes

factores que impiden que se realice esta operación manual y que implica que la llave siga trabajando hasta que logre desenroscar. Estos factores son la presencia de sedimentos parafínicos en la rosca, que la rosca este dañada o que esté oxidada.

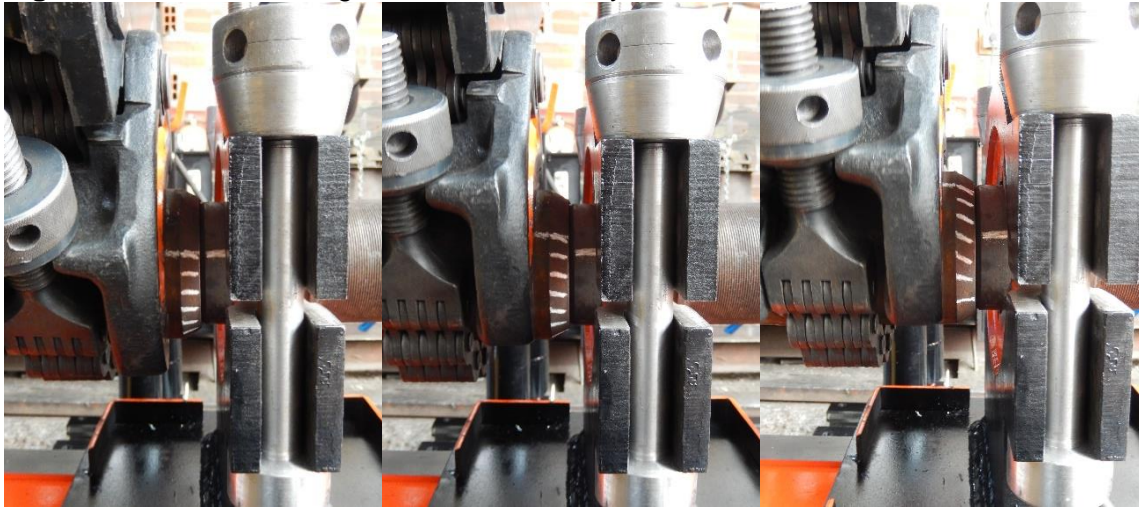
En la siguiente imagen (ver figura 86) se aprecia la operación anteriormente descrita. Nótese que sobre el mandril y el cabezal se marcaron unas líneas para indicar el movimiento relativo que existe entre ellas cuando se está operando la máquina.

Figura 86. Fijación de las piezas antes de la operación



En la unidad hidráulica, la válvula remota de presión inicia totalmente abierta, esto es con el fin de ir aumentando la presión de manera controlada hasta que la llave logre girar el cabezal con respecto al mandril. La operación consiste en accionar el cilindro principal para elevar la llave; gracias al mecanismo de trinquete que tiene esta, la cadena desliza sobre la pieza y cuando el cilindro se extiende completamente, se invierte la operación para que la llave empiece a ejercer torsión sobre la pieza. En la siguiente secuencia se puede apreciar el giro relativo entre las dos piezas (ver figura 87).

Figura 87. Secuencia de giro entre el cabezal y el mandril.



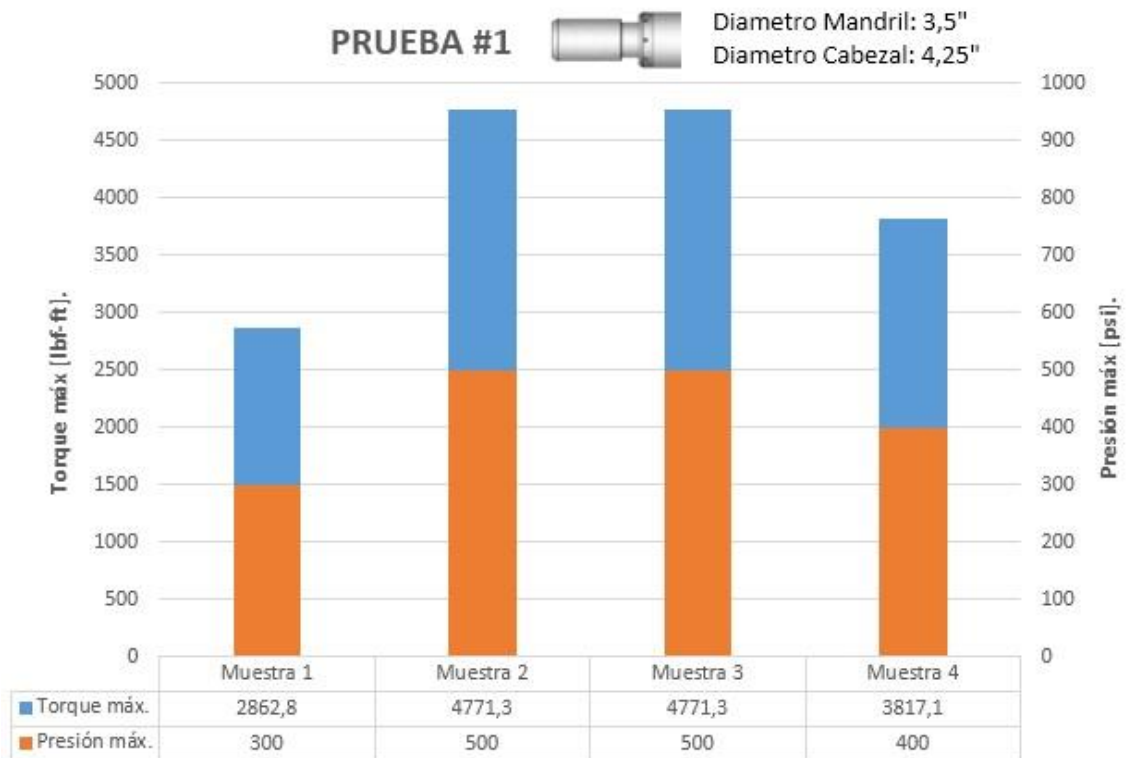
Después de unas cuantas secuencias de operación, el cabezal queda totalmente suelto para finalizar su desmonte de manera manual. Una manera rápida y fácil de saber cuando poder realizar el desmonte manual, es fijándose en la presión de operación, pues esta es muy baja cuando la pieza ya está liberada. Terminado el trabajo, se desconecta la cadena y con la ayuda del cilindro de elevación, se levanta la llave para proceder a retirar la pieza torqueada (ver figura 88).

Figura 88. Resultado de la operación de torque.



En total se hicieron 4 muestras en donde se liberó el cabezal del mandril. Esta operación se hizo en empaques cuña y tándem (ver figura 89).

Figura 89. Resultados (Presión, Torque), mandril-cabezal.



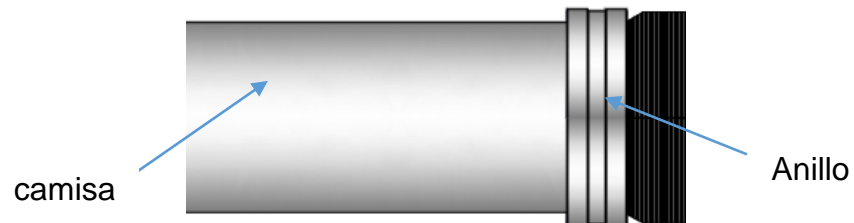
Como se aprecia, los valores de torsión necesarios para desenroscar las piezas son altos comparado con el torque necesario para armar el empaque que comprende desde 2000 a 3000 lbf-ft.

8.2 PRUEBA #2.

La segunda prueba consistió en sujetar las piezas con los diámetros más grandes que posee el empaque (ver figura 90). Estas son el anillo calibrador y la camisa del packer. Al momento de bajar la herramienta al pozo, el anillo roza con las paredes del casing; hay ocasiones en que queda trabado el empaque y es necesario ejercer tensión y torsión para destrabar la herramienta, por ende, esta junta es la más difícil de soltar de todo el empaque. El anillo se sujetó firmemente a la bancada por medio del soporte de mordaza, el cual evito que durante la operación este se gire, luego la llave de cadena fue puesta sobre la camisa (ver

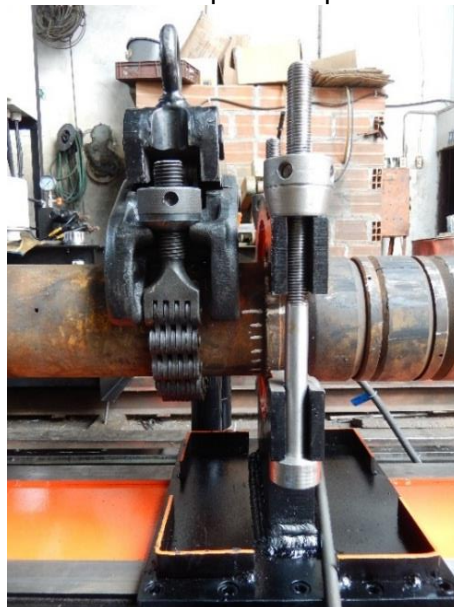
figura 91). Estas roscas también son de hélice derecha y por este motivo, el soporte tuvo que estar al lado derecho y la llave de cadena al lado izquierdo. Con este arreglo, la llave de cadena hace que la camisa gire en sentido anti horario.

Figura 90. Vista de detalle de la camisa y el anillo calibrador.



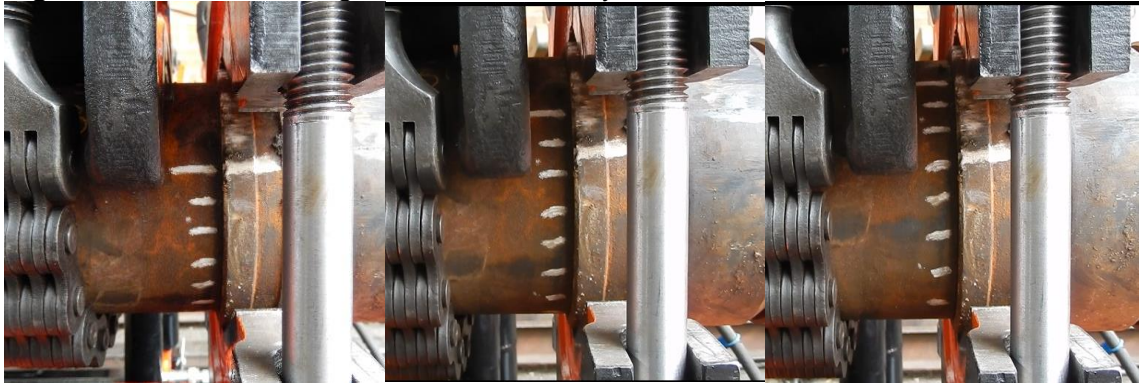
Geoméricamente, la rosca tiene las mismas características de las anteriores, pero además de los factores que puedan hacer que la operación manual sea tediosa, dentro de la camisa hay sedimentos producto de las condiciones ambientales y el agua que fluye dentro del mandril de la herramienta. Estos sedimentos hacen que la camisa se pegue y, por ende, una vez desarmado el empaque se debe golpear fuertemente la camisa para que logre zafarse.

Figura 91. Disposición de la herramienta para la operación.



La operación de torquedo fue exactamente igual a la anteriormente descrita en cuanto al comportamiento de la llave. La secuencia de giro relativo entre las dos piezas se aprecia en la siguiente imagen (ver figura 92).

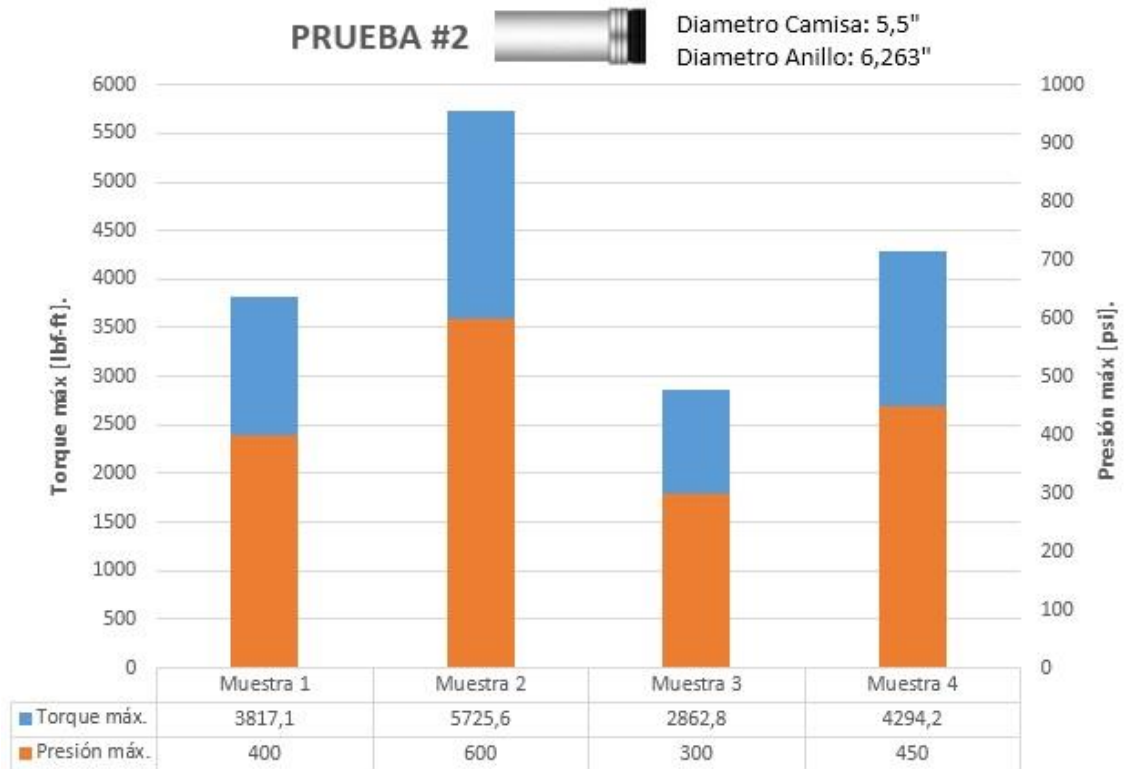
Figura 92. Secuencia de giro entre la camisa y el anillo calibrador



Durante el desarmado de todo el empaque, se pudo apreciar que la presión que manejó la unidad para liberar todas las uniones osciló entre los 100 y 600 psi. Estas pruebas son suficientes para evaluar el correcto funcionamiento de la máquina en cuanto a la operación de desarme del empaque. En el desarrollo de la operación surgieron algunas dificultades en cuanto a las sujeciones de los empaques; el soporte de mordaza debe apretarse muy bien antes de iniciar la operación, esto es con el fin de que la pieza no se gire y provoque abolladuras o profundas que puedan afectar la superficie del packer. La llave de cadena debe instalarse muy bien sobre la pieza y verificar que todos los dientes de la llave estén en contacto con la superficie de la misma. Todo esto con el fin de que la llave no se estropee y que la superficie no tenga marcas significativas.

Los resultados de la prueba se pueden visualizar en la siguiente grafica (ver figura 93). Se hicieron en total 4 muestras en donde se desenroscó la camisa con respecto al anillo calibrador.

Figura 93. Resultados (Presión, Torque), camisa-anillo.



Según los datos tomados, se puede observar que el torque para liberar la rosca es elevado con relación al torque necesario para armarla (2000-3000 lbf-ft) debido a las condiciones de deterioro que presenta la herramienta.

8.3 OPERACIÓN PARA FORMAR UNIONES ROSCADAS.

Para la operación de ensamble de uniones roscadas, basta solo con mirar la tabla de conversión torque – presión, en seguida tarar la unidad hidráulica a la presión de trabajo deseada y una vez posicionadas las piezas como se indicó anteriormente, la llave iniciará el apriete. Esta se detendrá hasta que la presión indicada por el usuario sea alcanzada. Según el tipo de rosca que tenga la pieza, es necesario saber cuánto es la torsión máxima a la que puede ser sometida. Hay que tener especial cuidado con esto porque el resultado de una mal operación de formado, puede provocar la deformación de la rosca y con ello la pérdida de la pieza.

9 MANUAL DE OPERACIONES, SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO.

Este manual consiste en una serie de procedimientos que permiten la manipulación segura de la máquina y extender la vida útil de la misma, teniendo como base algunas recomendaciones hechas por el fabricante de las llaves de cadena y la unidad hidráulica. También se hizo énfasis en la operación de la máquina ya que de esto depende obtener las más altas prestaciones y evitar que las piezas torqueadas no sufran alteraciones. En el anexo X se muestra el manual de mantenimiento, procedimientos y seguridad de la máquina torqueadora hidráulica en forma completa y minuciosa.

10 CONCLUSIONES

- Se contribuyó al compromiso misional de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, al diseñar y construir una máquina torqueadora semiautomática que permita de manera eficiente y segura el desmonte y ensamble de herramienta petrolera en la empresa Field Service Solution.
- Se cumplió con el objetivo de diseñar bajo las especificaciones técnicas planteadas como lo son:
 - ✓ Capacidad de torque máximo de 14000 lbf-ft
 - ✓ Longitud máxima de piezas a soportar de 2 m.
 - ✓ Carga máxima de la herramienta a sostener de 250 lbf
 - ✓ Rango de diámetro de herramientas a sujetar de 2" – 8"
- Se diseñó y seleccionó el sistema hidráulico que compone la unidad hidráulica bajo las especificaciones de velocidad y fuerza en el cilindro principal, de modo que la llave fuese capaz de hacer el trabajo para el cual estuvo diseñada.
- El uso del software EES para el manejo de ecuaciones y los cálculos hidráulicos, dio una gran ventaja de tiempo ya que las modificaciones a los cálculos durante el diseño se hicieron de forma más rápida y ordenada.
- Se logró un diseño de bastidor acorde a los requerimientos exigidos de fuerza. Debido a los materiales con los que fue fabricada la máquina, el peso de esta fue considerable.
- El proceso de diseño incluyó métodos de elementos finitos a través del software SolidWorks. Por medio de este programa se crearon los modelos CAD, que permitieron definir dimensiones y demás características, después se hizo las simulaciones a través del paquete de Simulación (Solidworks Simulation) en donde se hicieron estudios CAE de resistencia de materiales que permitieron asegurar el correcto desarrollo del diseño, desde el modelo, hasta la validación y optimización. El resultado de usar dicho procedimiento permitió tener seguridad al momento de fabricar las piezas ya que en las pruebas de funcionamiento se demostró el óptimo desempeño del modelo.

- Se diseñó el esquema de control semiautomático de la máquina torqueadora y se seleccionaron e instalaron los componentes del circuito eléctrico que lo compone. La instalación de todo el sistema de control y la acometida eléctrica estuvo a cargo de la empresa *COHA S.A.S*, ya que en la fabricación de la unidad hidráulica estuvo incluido este trabajo.
- Se realizaron las pruebas de operatividad de la máquina, en donde quedó comprobada la funcionalidad y versatilidad de la torqueadora no solo para desmontar y formar uniones roscadas de empaques sino también de cualquier tubería que este comprendida dentro del rango de diámetros en que trabaja la misma.
- Durante las pruebas de desarme realizadas, se encontró que ningún empaque llevó a la máquina a su valor máximo de torsión. Esto aumenta la confiabilidad operativa de la torqueadora hidráulica ya que trabaja bajo condiciones muy inferiores a los parámetros de diseño propuestos.
- Se desarrollaron los planes de mantenimiento, procedimientos y seguridad para el equipo tanto de la máquina en su estructura como del equipo hidráulico. Estos planes están diseñados para garantizar mayor vida útil y confiabilidad en el servicio

BIBLIOGRAFÍA

COHA SAS. Hidráulica, neumática y automatización. Catálogo de productos [en línea]. Disponible en: <https://www.coha.com.co/>

EXNER, H; FREITAG, R; GEIS, H; LANG, R; COLPOZER, J; SCHWAB, P; SUMPFF, E; OSTENDORFF, U; REIK, M. Fundamentos y componentes de oleohidráulica. Mannesmann Rexroth AG.

GEARENCH. Petrol Tools. Internet. Catálogo de productos [en línea]. Disponible en: <https://www.gearench.com/>

GROOVER, Mikell P. Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas. 3ed. Mexico. Mc Graw-hill, 2007. 1064p

HAMROCK, Bernard J; JACOBSON, Bo O and SCHMID, Steven R, Elementos de máquinas. 3 ed. México, México D.F.: The McGraw-Hill, 1999. 926 p.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS. Normas Colombianas para la presentación de trabajos de investigación. Sexta actualización. Bogotá: ICONTEC 2008. NTC 1486.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ta. México, México D.F.: Pearson Education, 2006. 872 p.

PARKER. Tecnología oleohidráulica industrial. Internet. Catálogo de productos [en línea]. Disponible en: <https://www.parker.com/>

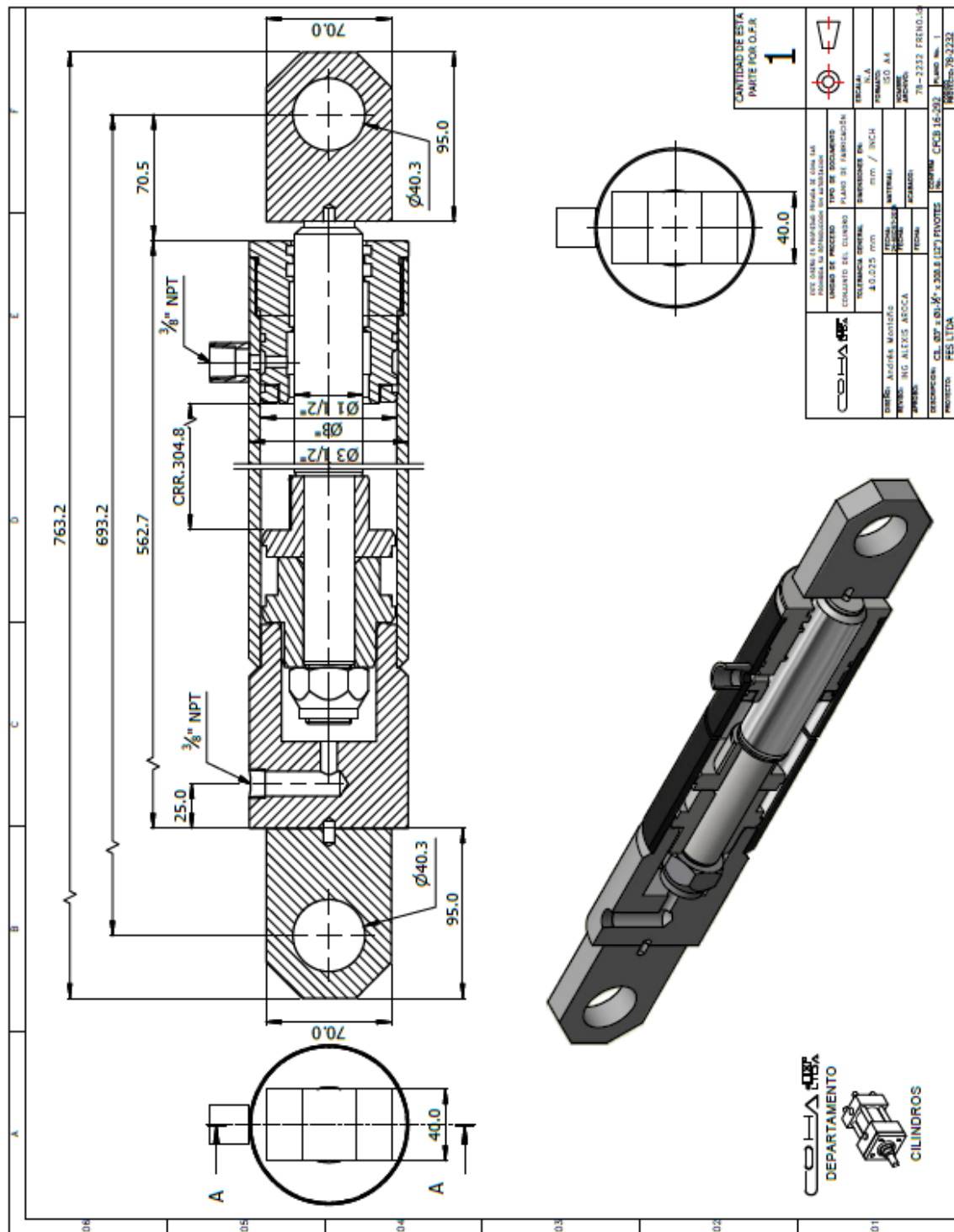
SHIGLEY, J. E; BUDYNAS, R. G; MISCHKE C. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9na. The McGraw-Hill, 2012. 1068 p.

STECKERL. Catálogo de productos [en línea]. Disponible en: <https://www.steckerlacers.com/>

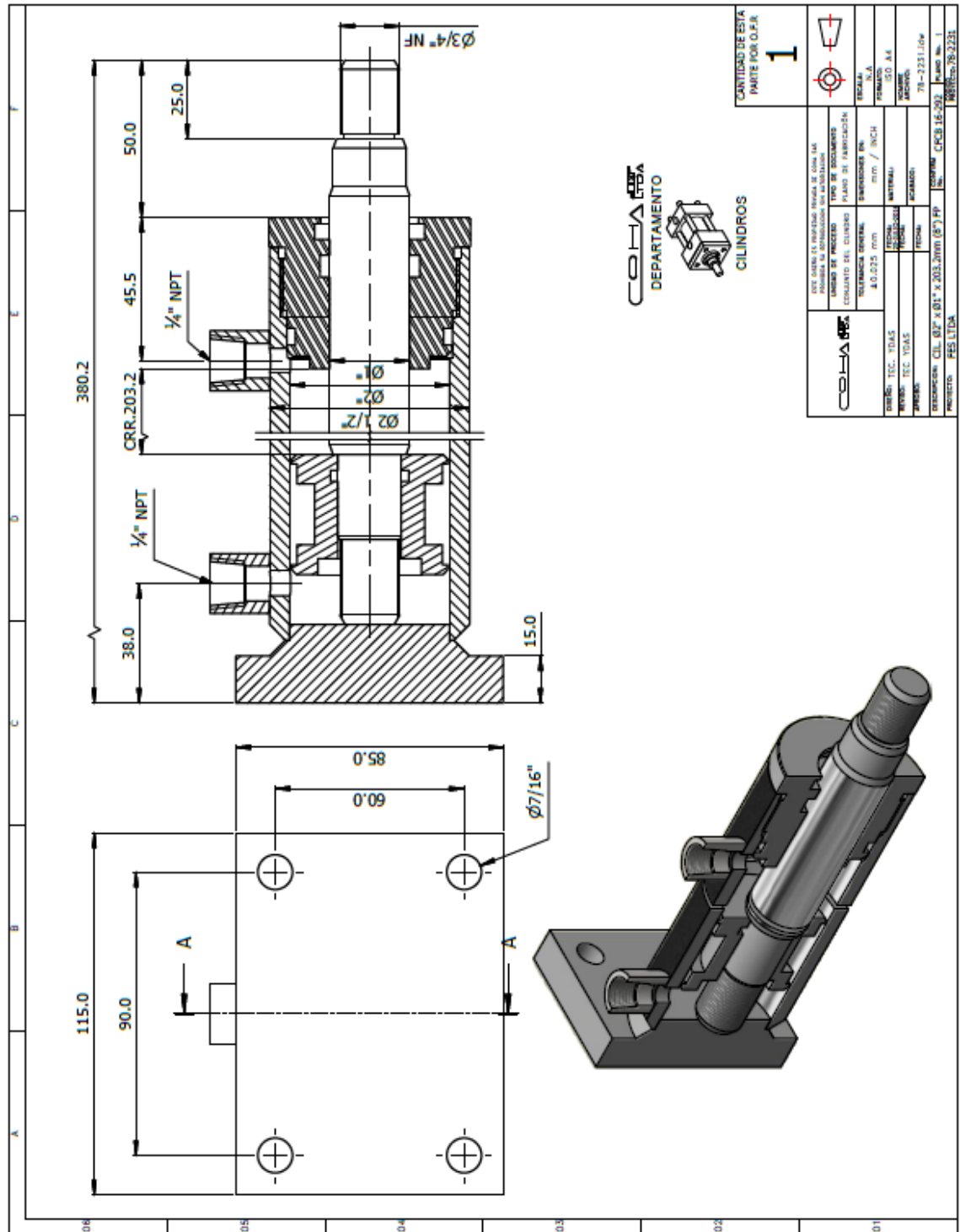
SUN HYDRAULICS CORPORATION. Neumática, hidráulica y automatización.
Catálogo de productos [en línea]. Disponible en: <https://www.sunhydraulics.com/>

ANEXOS

Anexo A. Plano del cilindro principal.



Anexo B. Plano del cilindro de elevación.



Anexo C. Catálogo de la bomba PAVC33R426.

Catalog HY28-2682-CD/US
Technical Information

Variable Displacement Piston Pumps
Series PAVC 33/38

Performance Information

Series PAVC 33/38 Pressure Compensated, Variable Volume, Piston Pumps

Features

- High Strength Cast-Iron Housing
- Built-In Supercharger
- High Speed Capability – 3000 RPM
- Two Piece Design for Ease of Service
- Cartridge Type Controls – Field Changeable
- Replaceable Bronze Clad Port Plate
- Airbleed Standard for Quick Priming
- Hydrodynamic Cylinder Barrel Bearing
- Full Pressure Rating on Water Glycol Fluids
- Filtered and/or Cooled Drain Line Capable 7 bar (100 PSI) Maximum

Controls

- Pressure Compensation
- Remote Pressure Compensation
- Load Sensing
- Power (Torque) Limiting
- Power Limiting and Load Sensing
- Adjustable Maximum Volume Stop
- Electrohydraulic Flow and Pressure
- Low Pressure Standby

Schematic Symbol (Basic Pump)



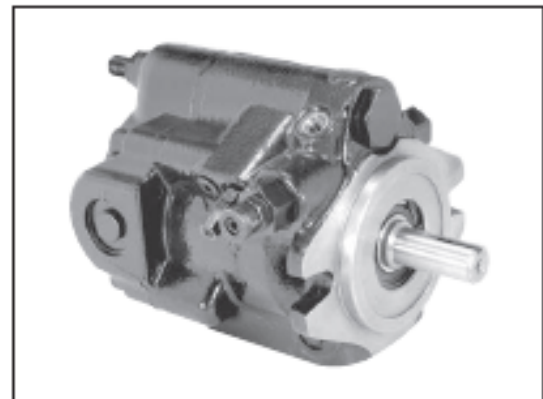
Weight and Package Size

Model	Weight In Kg (Lb)	Length From Mounting Face in CM (Inches)	Height in CM (Inches)	Width in CM (Inches)
PAVC 33/38	18 (40)	18.41 (7.25)	16.00 (6.30)	16.81 (6.62)

Quick Reference Data Chart

Pump Model	Displacement CM ³ /REV (IN ³ /REV)	Pump Delivery @ 21 bar (300 PSI) In LPM (GPM)		*Approximate Noise Levels dB(A) @ Full Flow 1800 RPM (1200 RPM)				Input Power At 1800 RPM, Max. Displacement & 207 bar (3000 PSI)
		1200 RPM	1800 RPM	34 bar (500 PSI)	69 bar (1000 PSI)	138 bar (2000 PSI)	207 bar (3000 PSI)	
PAVC33	33 (2.0)	39.4 (10.4)	59.0 (15.6)	75 (69)	76 (72)	78 (75)	79 (77)	21.3 kw (28.5 hp)
PAVC38	38 (2.3)	45.0 (11.9)	67.8 (17.9)	75 (69)	76 (72)	78 (75)	79 (77)	24.6 kw (33.0 hp)

* Since many variables such as mounting, tank style, plant layout, etc., affect noise levels, it cannot be assumed that the above readings will be equal to those in the field. The above values are for guidance in selecting the proper pump. Noise levels are A-weighted, mean sound pressure levels at 1 meter from the pump, measured and recorded in accordance with applicable ISO and NFPA standards.



Specifications

Pressure Ratings:

Outlet Port: 207 bar (3000 PSI) Continuous (P1)
 248 bar (3600 PSI) Peak (P3)

Inlet Port: 1.72 bar (25 PSI) Maximum
 0.17 bar (5 In. Hg.) Minimum
 @ 1800 RPM (See Inlet Chart for other speeds)

Control Drain: 7 bar (100 PSI) Maximum

Speed Ratings: 600 to 3000 RPM

Operating Temperature Range: -40°C to 71°C
 (-40°F to 160°F)

Housing Material: Cast-Iron

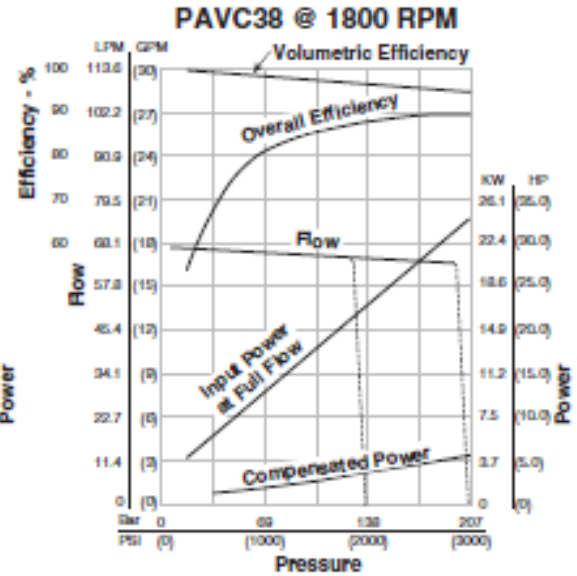
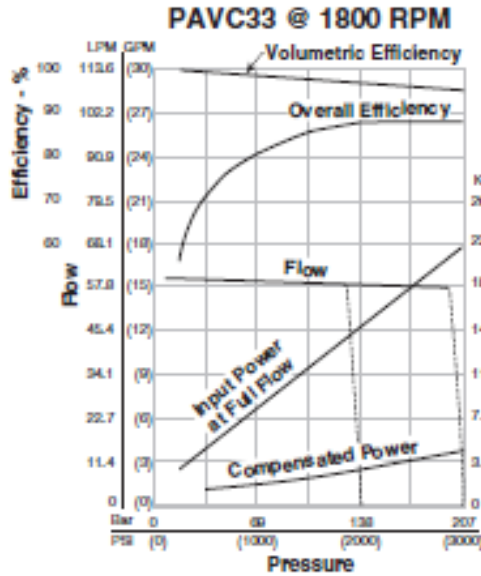
Filtration: Maintain SAE Class 4, ISO 18/13,
 ISO 18/15 Maximum Recommended

Mounting: SAE B 2-Bolt Flange Mount or Diagonally
 on SAE B 4-Bolt Flange Mount.

Installation Data: See page 46 of this catalog for specific recommendations pertaining to system cleanliness, fluids, start-up, inlet conditions, shaft alignment, drain line restrictions and other important factors relative to the proper installation and use of these pumps.



Typical Performance Data - Fluid: Standard Hydraulic Oil 100 SSU @ 49°C (120°F)



NOTE: The efficiencies and data in the graph are good only for pumps running at 1800 RPM and stroked to maximum. To calculate approximate input power for the other conditions, use the following formula:

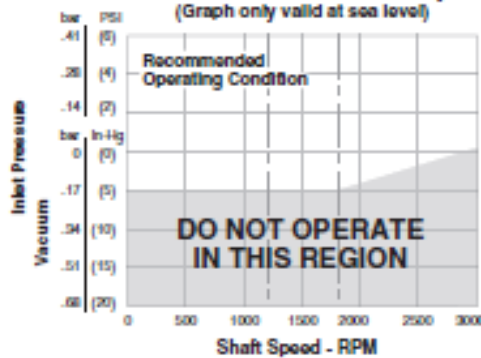
$$HP = \left[\frac{Q \times (PSI)}{1714} \right] + (CHp)$$

Actual GPM is directly proportional to drive speed and maximum volume setting. Flow loss, however, is a function of pressure only.

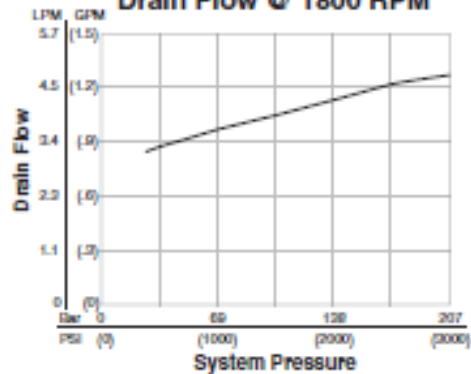
WHERE:

- Q = Actual Output Flow in GPM
- PSI = Pressure At Pump Outlet
- CHp = Input Power @ Full Compensation @ 1800 RPM (from graph read at operating pressure)

Inlet Characteristics at Full Displacement
 (Graph only valid at sea level)

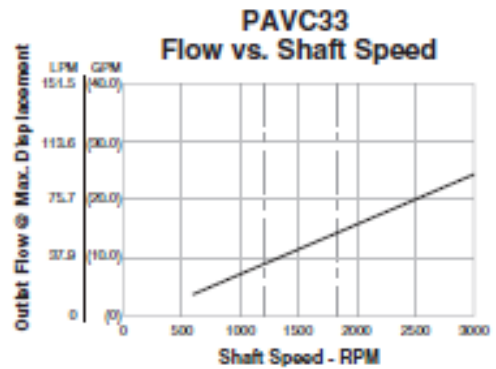
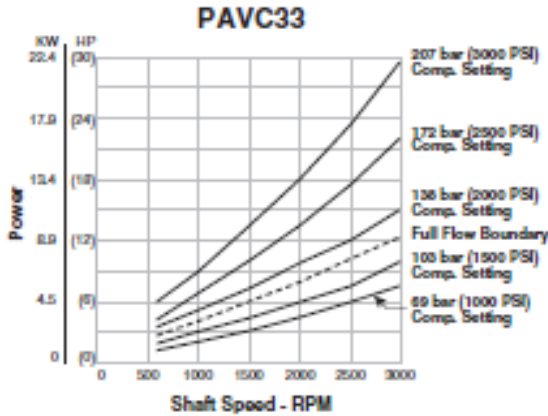


Compensated Control Drain Flow @ 1800 RPM



Typical Performance Data -

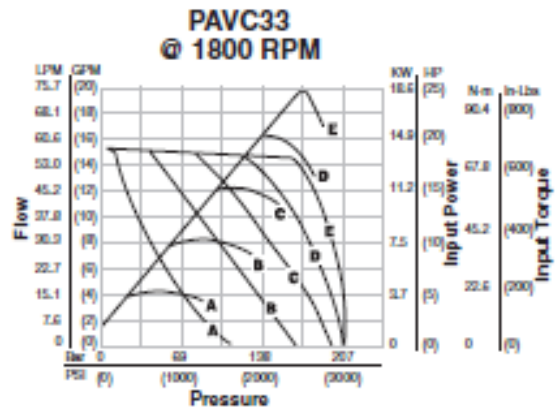
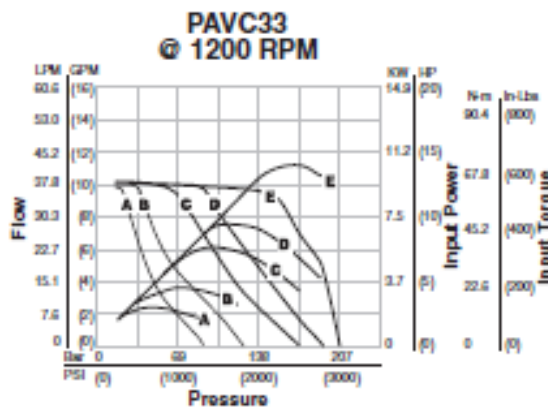
**Minimum Power Settings Attainable
 With Control Options C, H, CM & HM**



NOTE: Minimum attainable HP setting means that input power will not exceed the indicated setting at the indicated RPM and that the pump will achieve full compensator pressure selected. If setting input power limiter below full flow boundary, full flow may not be obtained at low operating pressure.

Determine maximum input power limitation at desired RPM. All points above desired compensator setting curve can be achieved.

Power (Torque) Limiting Curves




See page 9 for "How to Read Curves" information.



Anexo D. Catálogo del motor 1LE0142-1CB86-4AA4-Z D80.

MOTORES TRIFÁSICOS IEC EN CARCASA DE HIERRO EFICIENCIA IE1, IP55 SERIE 1LE0142

Ene. 1/2016

No. de Depósito	Descripción		Precio Lista Unit. = Col. \$(*)									
<p>¡Su motor es muy valioso! Protéjalo únicamente con productos Siemens:</p> <p>Motor Eficiente 2 años GARANTÍA</p> <p>SINAMICS MICROMASTER</p> <p>Ver páginas 3/2 a 4/12</p>												
												
Referencia Siemens	Potencia (HP)	Tamaño constructivo	Datos nominales	Corriente nominal			Eficiencia %	Peso neto (IM B3) kg				
			Velocidad min ⁻¹	Torque Nm	220V A	380VYY A	440V A					
Datos Eléctricos serie 1LE0142 IE1 4-polos, 1,800 min⁻¹ B3												
100350222	1LE0142-0DB26-4AA4-Z D80	0,75	80	M	1.735	3	2,6	1,49	1,29	74	14,5	463.050
100350223	1LE0142-0DB36-4AA4-Z D80	1	80	M	1.720	4,2	3,3	1,91	1,65	77	15	507.150
100350224	1LE0142-0DB86-4AA4-Z D80	1,5	80	M	1.720	6,1	4,85	2,8	2,4	79	15,5	690.900
100350225	1LE0142-0EB46-4AA4-Z D80	2	90	L	1.725	8,3	6,2	3,55	3,1	81,5	21,5	795.900
100350226	1LE0142-0EB86-4AA4-Z D80	3	90	L	1.735	12,1	8,7	5,1	4,35	83	27	941.850
100350227	1LE0142-1A856-4AA4-Z D80	4	100	L	1.730	16,6	11,1	6,4	5,5	85	33	1.047.900
100350228	1LE0142-1A886-4AA4-Z D80	5	100	L	1.715	20,6	13,9	8	6,9	85	41	1.179.150
100350229	1LE0142-1B886-4AA4-Z D80	7,5	112	M	1.740	30,2	21,5	12,4	10,7	87	47	1.575.000
100350230	1LE0142-1CB26-4AA4-Z D80	10	132	M	1.750	40,9	27,5	15,8	13,6	87,5	66	1.945.000
100350231	1LE0142-1CB86-4AA4-Z D80	15	132	M	1.750	60,1	40,5	23,5	20	88,5	78	2.405.000
100350232	1LE0142-1DB46-4AA4-Z D80	20	160	L	1.760	81,4	52	30	26	89,5	123	3.432.450
100350233	1LE0142-1DB86-4AA4-Z D80	25	160	L	1.760	100	64	37,5	32	90,5	108	4.301.000
100350234	1LE0142-1EB46-4AA4-Z D80	30	180	L	1.765	119	77	44,5	38,5	91	169	5.093.550
100350235	1LE0142-1EB86-4AA4-Z D80	40	180	L	1.765	162	100	58	50	91,7	190	7.015.050
100350236	1LE0142-2A886-4AA4-Z D80	50	200	L	1.770	200	128	74	64	92,4	250	7.945.350
100350237	1LE0142-2B826-4AA4-Z D80	60	225	M	1.770	243	145	84	73	93	310	10.158.750
100350238	1LE0142-2B886-4AA4-Z D80	75	225	M	1.770	297	190	110	95	93	350	11.482.800
100350239	1LE0142-2CB86-4AA4-Z D80	100	250	M	1.778	403	245	141	122	93,2	450	13.335.000
100350240	1LE0142-2DB23-3AA4-Z D80	125	280	M	1.790	480	-	-	153	93,2	550	16.038.750
100350241	1LE0142-2DB83-3AA4-Z D80	150	280	M	1.785	589	-	-	180	93,5	670	17.485.650
100350242	1LE0142-3A823-3AA4-Z D80	200	315	M	1.785	803	-	-	240	94,5	870	23.111.000
100350243	1LE0142-3A863-3AA4-Z D80	250	315	L	1.788	989	-	-	295	94,5	1060	26.947.200
100350384	1LE0142-3A873-3AA4-Z D80	300	315	L	1.786	1204	-	-	355	94,5	1070	31.984.000

1/4

Anexo E. Catálogo válvula de venteo *DG03-0B-A2-DN-70*.



SOLENOID OPERATED
DIRECTIONAL CONTROL VALVE

Characteristics :

- Highest performance in NG 6.
- Optimized spool design to reduce flow force.
- Proven quality through 10 million endurance test.
- Coil outside cover with BMC fire proof material.
- Surge suppressor inside DC wiring box type.
- Connections to DIN, ISO and CETOP.

Specification :

Maximum flow	80 l/min (21 GPM)	
Maximum operating pressure	320 bar (4500 PSI)	
Maximum permissible back pressure	160 bar (2285 PSI)	
Ambient temperature range	-15°C~50°C	
Hydraulic fluid temperature	-15°C~70°C	
Viscosity range	15~400mm ² /s	
Hydraulic oil	ISO VG 32,46,68	
Fluid cleanliness	NAS class 9 MAX.	
Degree of protection to DIN40050 and IEP	IP65	
Maximum change over frequency	240 times/min (AC,DC)	
	120 times/min (RF)	
Mounting pattern	ISO 4401-AB-03-4-A	
Weight	Single solenoid	1.7Kg (DC), 1.9Kg(AC)
	Double solenoid	2.1Kg (DC);2.0Kg(AC)
Valve fixing screws	Matrix	M5x45L x4pcs.
	Inch	10#-24UNCx1-3/4"L x4pcs
Tightening torque	5~7Nm	

EDG03 Size 6



Model: DG03-2C-D2-DN-70

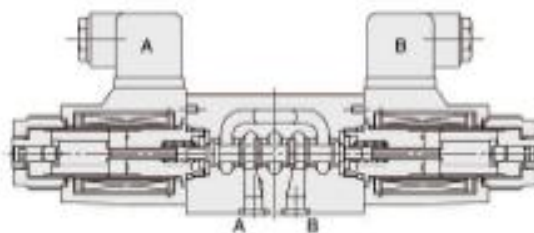


Model: DG03-2B-D2-DN-70

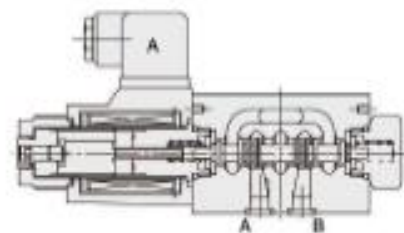


Model: DG03-2C-A2-DN-70

Cross section diagram :



DG03-2C-A *-DN-70



DG03-2A-A *-DN-70

SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE



Ordering code :

EDG03 Size 6

D G 03 - 2C - A1 - DN - 70 - * *
1 2 3 4 5 6 7 8 9

1 Directional Control Valve

2 Manifold or Subplate Mounting

3 Nominal Valve Size

- Nominal valve size: NG 6, CETOP 3 and ISO 4401-03.

4 Type Of Spool (Center Condition)

- 0: Open center (all ports).
- 1: Open center (P, A to T).
- 2: Closed center (all ports).
- 3: Closed center (P, B).
- 6: Closed center (P only).
- 7: Open center (P to A, B).
- 8: Tandem center (P to T).
- 11: Open center (P, B to T).
- 22: Closed center (two way).
- 31: Closed center (P, A).
- 33: Closed center (bleed AB).



5 Spring Arrangement

- A: Spring offset to port "A" single solenoid.
- B: Spring centered single solenoid.
- C: Spring centered double solenoid.
- N: Without spring with detent.
- F: Spring offset left to center single solenoid.

6 Electric Power Source Indication

- A1: AC110V, 50Hz/AC120V, 60Hz;
- A2: AC220V, 50Hz/AC240V, 60Hz;
- D1: DC12V;
- D2: DC24V;
- R1: AC110V, 50/60Hz; Rectifier built-in type.
- R2: AC220V, 50/60Hz; Rectifier built-in type.

7 Electrical Options

- DN: DIN 43650 Coils.
- WB: Wiring housing with G1/2 thread and indicator lights.

8 Design Number

- 70: Without indicator lights.
- 71: With indicator lights.
- 72: Without angled plug but with cap.

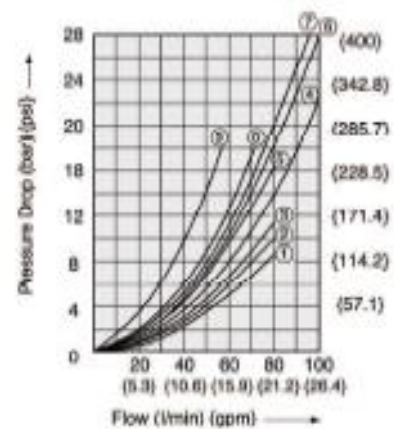
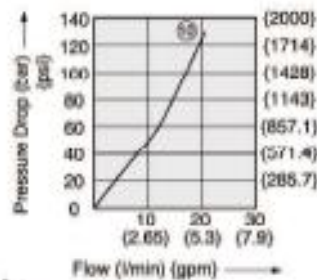
9 Optional Inquiry

Features of electro-magnetic coil :

Solenoid Classification	Power Source	Voltage (V)	Frequency (Hz)	Inrush Current (A)	Holding Current (A)	Holding Power (W)	Permissible Voltage (%)	Insulation Grade	Coil Insulation Class	Insulation Resistance (MΩ)
AC	A1	110	50	1.6	0.47	23	+10,-15	R	H (180°C)	>50
		120	60	1.5	0.42	24	+10,-15			
	A2	220	50	0.8	0.24	23	+10,-15			
		240	60	0.75	0.21	24	+10,-15			
DC	D1	12	-	-	2.4	29	+10,-10	B	H (180°C)	
	D2	24	-	-	1.16	28	+10,-10			
RF	R1	AC110V,50/60Hz ↓ DC99V		-	0.33	30	+10,-10	B	H (180°C)	
	R2	AC220V,50/60Hz ↓ DC198V		-	0.16	30	+10,-10			

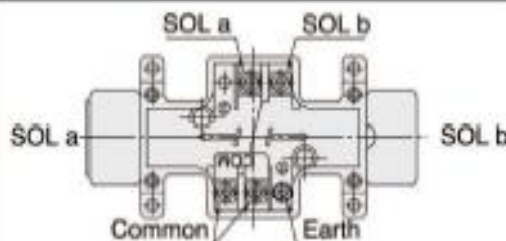
Spool Type	A, AL			
	Control Position			
	P → A	B → T	P → B	A → T
0	5	4	5	4
2	7	6	7	8
6	7	4	8	4
7	5	8	5	9
22	6	-	7	-

Spool Type	N			
	Control Position			
	P → A	B → T	P → B	A → T
2	7	4	7	4



Wiring :


DG03 - *C - * - WB - 71

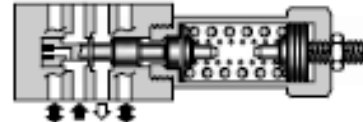


Note:

- 1: COM terminal is fitted in double solenoid valve for easiness of wiring.
- 2: Use an earth terminal when ground wiring is necessary.
- 3: Use a compressed terminal for M3.
- 4: Fasten the screw of the terminal with 0.5-0.7 N.m (4.3-6.1 lbs.inch) torque.

Anexo F. Catálogo válvula de alivio *MBP-01-C-30*.

	1/8, Relief Valves For "P" Line: MBP-01- <i>*</i> -30/3090 For "A" Line: MBA-01- <i>*</i> -30/3090 For "B" Line: MBB-01- <i>*</i> -30/3090	MODULAR VALVES
	Specifications / Others	



Specifications

Model Numbers	Max. Operating Pressure MPa (PSI)	Max. Flow L/min (U.S. GPM)
MBP-01- <i>*</i> -30/3090 MBA-01- <i>*</i> -30/3090 MBB-01- <i>*</i> -30/3090	21 (3050)	35 (9.25)


Model Number Designation

F-	MBP	-01	-C	-30	*
Special Seals	Series Number	Valve Size	Pres. Adj. Range MPa (PSI)	Design Number	Design Standard
F: Special Seals for Phosphate Ester Type Fluids (Omit if not required)	MBP: Relief Valve for P-Line MBA: Relief Valve for A-Line MBB: Relief Valve for B-Line	01	C: $\approx 14^{+1}$ (≈ 2030) H: 7-21 (1020-3050)	30	Refer to $\star 2$

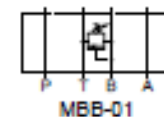
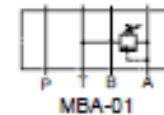
$\star 1$. See the "Minimum Adjustment Pressure" of the next page for the item marked \star .

$\star 2$. Design Standards: None Japanese Standard "JIS" and European Design Standard
 90 N. American Design Standard


Instructions

- The minimum adjustment pressure equals the value obtained from the minimum adjustment pressure characteristics plus the tank line back pressure of the next page. This back pressure should include the value of the T-line pressure drop characteristics of the valves stacked to the base plate side of the modular valve.
- To make pressure adjustment, loosen the lock nut and turn the pressure adjustment screw clockwise or anti-clockwise. For an increase of pressure, turn the screw clockwise. Be sure to re-tighten the lock nut firmly after making adjustment to the pressure.
- In case of a small flow, the setting pressure may become unstable. To avoid this, refer to the minimum flow characteristic curve of the next page and use the valve within a range as shown with .

Graphic Symbols



Anexo G. Catálogo válvula antirretorno pilotada MPA-01-2-40.



1/8, Pilot Operated Check Valves
For "A" Line: MPA-01-∗-40/4090
For "B" Line: MPB-01-∗-40/4090
For "A&B" Lines: MPW-01-∗-40/4090

MODULAR VALVES

Specifications / Others

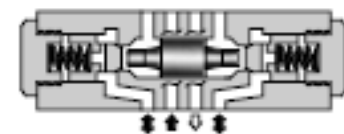
Specifications

Model Numbers	Max. Operating Pressure MPa (PSI)	Max. Flow L/min (U.S.GPM)
MPA-01-∗-40/4090 MPB-01-∗-40/4090 MPW-01-∗-40/4090	31.5 (4570)	35 (9.25)



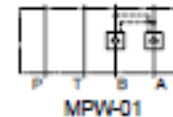
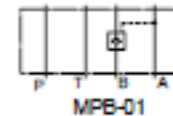
Model Number Designation

F-	MPA	-01	-2	-40	*
Special Seals	Series Number	Valve Size	Cracking Pressure MPa (PSI)	Design Number	Design Standard
F: Special Seals for Phosphate Ester Type Fluids (Omit if not required)	MPA : Pilot Operated Check Valve for A-Line MPB : Pilot Operated Check Valve for B-Line MPW : Pilot Operated Check Valve for A&B-Lines	01	2 : 0.2 (29) 4 : 0.4 (58)	40	Refer to ∗



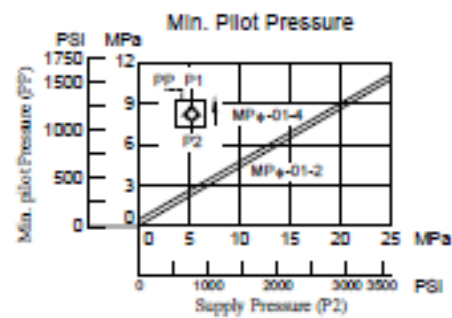
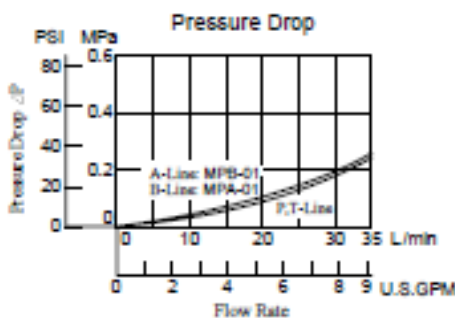
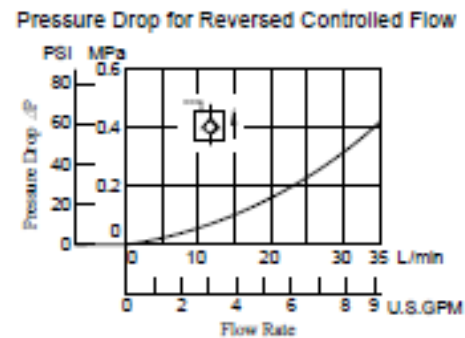
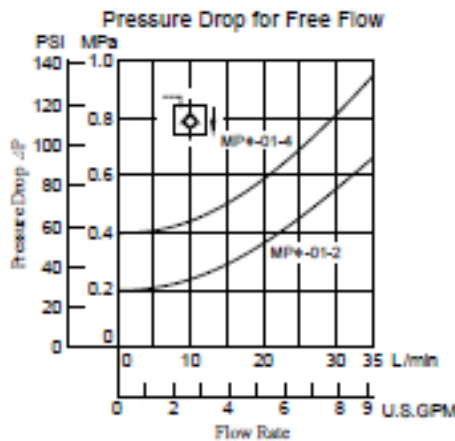
∗ Design Standards: None Japanese Standard "JIS" and
 European Design Standard
 90 N. American Design Standard

Graphic Symbols




Typical Performance Characteristics

Hydraulic Fluid: Viscosity 35 mm²/s (164 SSU),
 Specific Gravity 0.850



Anexo H. Catálogo válvula control de flujo *MSW-01-Y-50*.

	1/8, Throttle and Check Valves For "A" Line: MSA-01-*-50/5090 For "B" Line: MSB-01-*-50/5090 For "A&B" Lines: MSW-01-*-50/5090	MODULAR VALVES
	Specifications / Others	

Specifications

Model Numbers	Max. Operating Pressure MPa (PSI)	Max. Flow L./min (U.S.GPM)
MSA-01-*-50/5090 MSB-01-*-50/5090 MSW-01-*-50/5090	31.5 (4570)	60 (15.9) *

* At the low differential pressure, maximum flow is limited. See "Pressure Drop at Throttle Fully Open" of the next page.



Model Number Designation




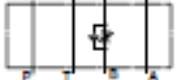
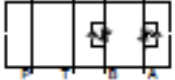
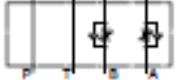


F-	MSW	-01	-X	Y	-50	*
Special Seals	Series Number	Valve Size	Direction of Flow ("A" Line)	Direction of Flow ("B" Line)	Design Number	Design Standard
F: Special Seals for Phosphate Ester Type Fluids (Omit if not required)	MSA : Throttle and Check Valve for A-Line	01	X: Metre-out Y: Metre-in	—	60	Refer to *
	MSB : Throttle and Check Valve for B-Line		—	X: Metre-out Y: Metre-in		
	MSW : Throttle and Check Valve for A&B-Lines		X: Metre-out Y: Metre-in	X: Metre-out Y: Metre-in		

* Design Standards: Note Japanese Standard "JIS" and European Design Standard
90 N. American Design Standard

Instructions

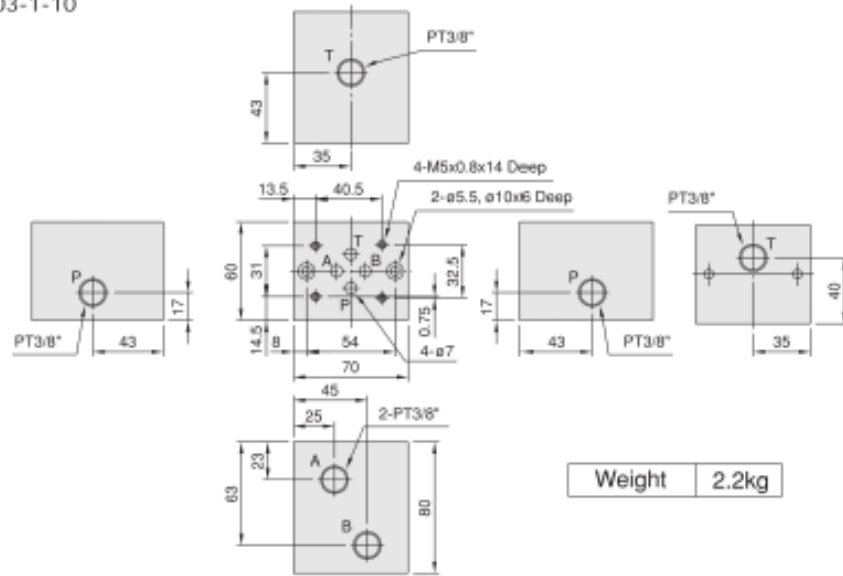
- To make flow rate adjustment, loosen locking screw for the dial and turn the flow adjustment dial clockwise or anti-clockwise. For a decrease of flow, turn the dial clockwise. Be sure to re-tighten the locking screw firmly after the adjustment of the flow rate.

Graphic Symbols

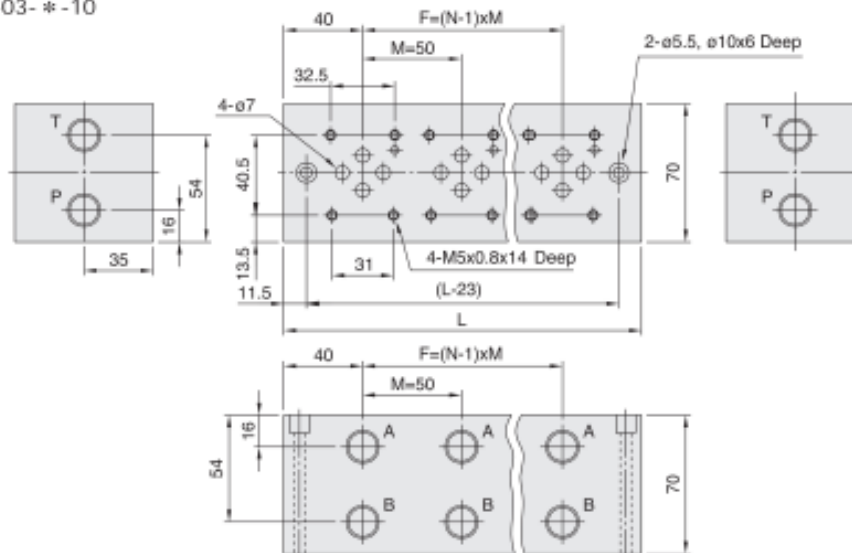
Metre-out	Metre-in
 MSA-01-X	 MSA-01-Y
 MSB-01-X	 MSB-01-Y
 MSW-01-X	 MSW-01-Y
Metre-out • Metre-in	Metre-in • Metre-out
 MSW-01-XY	 MSW-01-YX

Dimensions :

DGMFB-03-1-10



DGMFB-03- *-10



Types	N	F	L	A	B	P	T	Weight (kg)
DGMFB-03-2-10	2	50	130					4.5
DGMFB-03-3-10	3	100	180					6.3
DGMFB-03-4-10	4	150	230					8.1

Types	N	F	L	A	B	P	T	Weight (kg)
DGMFB-03-5-10	5	200	280					9.8
DGMFB-03-6-10	6	250	330					11.6
DGMFB-03-7-10	7	300	380					13.4

Anexo J. Catálogo cartucho de secuencia RSDC-OAN.

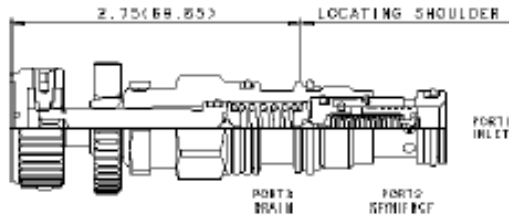
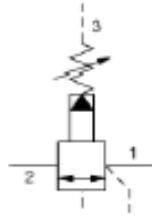


MODEL
RSDC

Pilot operated, balanced piston sequence valve
SERIES 1 / CAPACITY: 15 gpm / CAVITY: T-11A



sunhy.com/RSDC



CONFIGURATION

O	Control	Handknob with Panel Mount
A	Adjustment Range	100 - 3000 psi (7 - 210 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting
N	Seal Material	Buna-N
(none)	Material/Coating	Standard Material/Coating

TECHNICAL DATA

Cavity	T-11A
Series	1
Capacity	15 gpm
Factory Pressure Settings Established at	4 gpm
Maximum Operating Pressure	5000 psi
Control Pilot Flow	7 - 10 in ³ /min.
Response Time - Typical	10 ms
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	2 in ³ /min. @ 1000 psi
Adjustment - Number of Clockwise Turns to Increase Setting	5
Valve Hex Size	7/8 in.
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.
Locknut Hex Size	9/16 in.
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.
Model Weight	.30 lb
Seal kit - Cartridge	Buna: 990-011-007
Seal kit - Cartridge	EPDM: 990-011-014
Seal kit - Cartridge	Polyurethane: 990-011-002
Seal kit - Cartridge	Viton: 990-011-006

NOTES For Series 1 cartridges configured with an O control (panel mount handknob), a .75 in. (19 mm) diameter hole is required in the panel.

CONFIGURATION OPTIONS

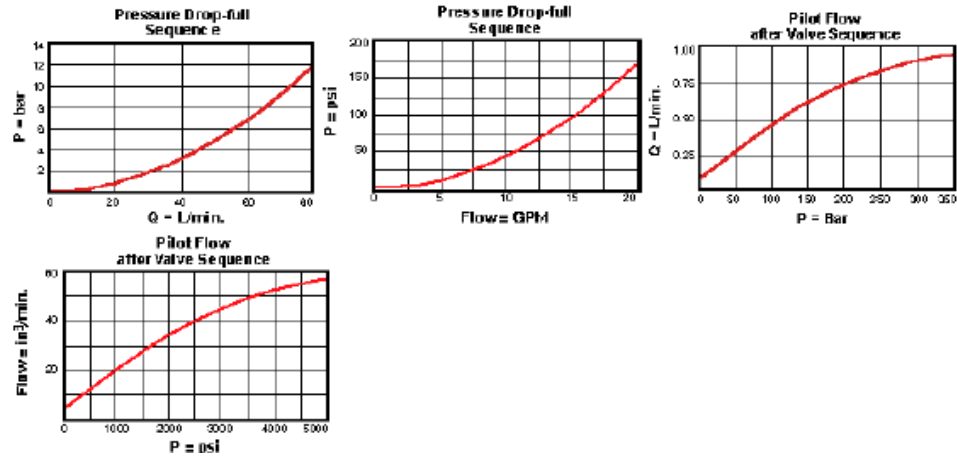
Model Code Example: RSDCOAN

CONTROL	(O) ADJUSTMENT RANGE	(A) SEAL MATERIAL	(N) MATERIAL/COATING
O Handknob with Panel Mount	A 100 - 3000 psi (7 - 210 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	N Buna-N	Standard Material/Coating
L Standard Screw Adjustment	W 150 - 4500 psi (10,5 - 315 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	E EPDM	1AP Stainless Steel, Passivated
C Tamper Resistant - Factory Set	B 50 - 1500 psi (3,5 - 105 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting	V Viton	1LH Mild Steel, Zinc-Nickel
J Capped Screw Adjustment	C 150 - 6000 psi (10,5 - 420 bar), 1000 psi (70 bar) Standard Setting		
K Handknob	D 25 - 800 psi (1,7 - 55 bar), 400 psi (28 bar) Standard Setting		
W Hex Wrench Adjustment	E 25 - 400 psi (1,7 - 28 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting		
Y Tri-Grip Handknob	N 60 - 800 psi (4 - 55 bar), 400 psi (28 bar) Standard Setting		
	Q 60 - 400 psi (4 - 28 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting		

TECHNICAL FEATURES

- All 3 port sequence cartridges are physically and functionally interchangeable (i.e. same flow path, same cavity for a given frame size).
- Pilot flow continues to increase as the pressure at port 1 (inlet), relative to the pressure at port 3 (drain), rises above the valve setting.
- The main stage orifice is protected by a 150 micron stainless steel screen.
- Pressure at port 3 is directly additive to the valve setting at a 1:1 ratio and should not exceed 5000 psi (350 bar).
- Not suitable for use in load holding applications due to spool leakage.
- W and Y controls (where applicable) can be specified with or without a special setting. When no special setting is specified, the valve is adjustable throughout its full range using the W or Y control. When a special setting is specified, this setting represents the maximum setting of the valve.
- Corrosion resistant cartridge valves are intended for use in corrosive environments and are identified by the model code suffix /AP for external stainless steel components, or /LH for external zinc-nickel plated components. See the CONFIGURATION section for all options. For further details, please see the Materials of Construction page located under TECH RESOURCES.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

PERFORMANCE CURVES



Anexo K. Catálogo manifold de válvula de secuencia A2A.

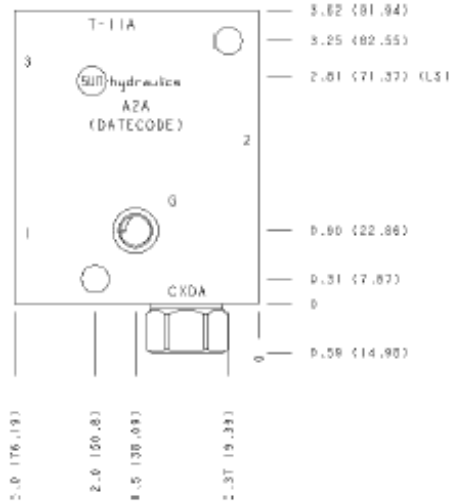
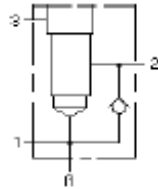


MODEL
A2A

Ninety degree with reverse flow check, accepts standard and weatherized coils
CAVITY: T-11A



sunhy.com/A2A



This manifold is designed to be used with solenoid operated and electro-proportional cartridges. It incorporates extra material around the cavity to provide coil clearance along with the spotface needed for Sun's weatherized coil.

TECHNICAL DATA

Body Type	Line mount
Interface	None
Body Features	Ninety degree with reverse flow check, accepts standard and weatherized coils
Mounting Hole Diameter	.34 in.
Mounting Hole Depth	Through
Mounting Hole Quantity	2

NOTES *Important:* Carefully consider the maximum system pressure. The pressure rating of the manifold is dependent on the manifold material, with the port type/size a secondary consideration. Manifolds constructed of aluminum are not rated for pressures higher than 3000 psi (210 bar), regardless of the port type/size specified.

PORT DESIGNATORS

Modifiers	Ports
A2A, IS, N, Y	All Ports: 1/4" NPTF;

INCLUDED COMPONENTS

Part	Description	Quantity
CXDAXCN	Cartridge	1



CONFIGURATION OPTIONS

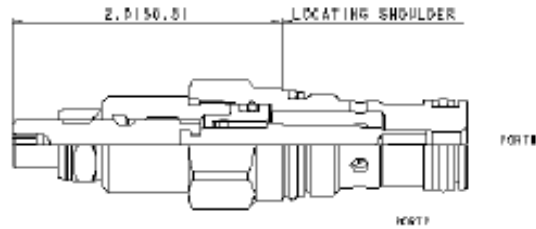
Model Code Example: A2A

MODIFIER

6061-T651 Aluminum, Buna-N
IS 65-45-12 Ductile Iron, Buna-N, Blackened
IV 6061-T651 Aluminum, Viton
IY 65-45-12 Ductile Iron, Viton, Blackened

Anexo L. Catálogo de cartucho de regulación de flujo NFCC-LDN.

	MODEL	Fully adjustable needle valve	
	NFCC	SERIES 1 / CAPACITY: 7 gpm (.19 inch) / CAVITY: T-13A	



sunhy.com/NFCC

CONFIGURATION

L	Control	Standard Screw Adjustment
D	Maximum Orifice Diameter	.09 in. (2.3 mm)
N	Seal Material	Buna-N
(none)	Material/Coating	Standard Material/Coating

Needle valves are fully adjustable orifices used to regulate flow. They are infinitely adjustable from fully closed up to the maximum orifice diameter. They are not pressure-compensated. They may be used as flow controls or as shutoff valves.

TECHNICAL DATA

Cavity	T-13A
Series	1
Capacity	7 gpm (.19 inch)
Maximum Operating Pressure	5000 psi
Adjustment - Number of Counterclockwise Turns - Fully Closed to Fully Open	5
Valve Hex Size	7/8 in.
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.
Locknut Hex Size	9/16 in.
Locknut Torque	80 - 90 lbf in.
Model Weight	.30 lb
Seal kit - Cartridge	Buna: 990-010-007
Seal kit - Cartridge	EPDM: 990-010-014
Seal kit - Cartridge	Polyurethane: 990-010-002
Seal kit - Cartridge	Viton: 990-010-006

NOTES For Series 1 cartridges configured with an O control (panel mount handknob), a .75 in. (19 mm) diameter hole is required in the panel.

CONFIGURATION OPTIONS

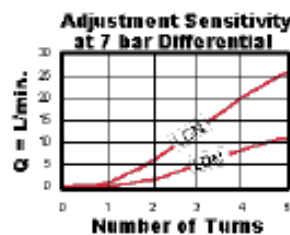
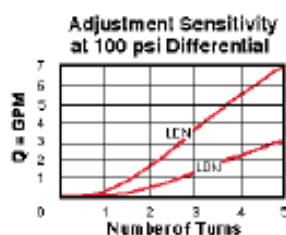
Model Code Example: NFCCLDN

CONTROL	(L) MAXIMUM ORIFICE DIAMETER	(D) SEAL MATERIAL	(N) MATERIAL/COATING
L Standard Screw Adjustment	D .09 in. (2.3 mm)	N Buna-N	Standard Material/Coating
H Calibrated Handknob with Detent Lock	C .19 in. (4.8 mm)	E EPDM	316 Stainless Steel, Passivated
K Handknob		V Viton	ALH Mild Steel, Zinc-Nickel
Y Tri-Grip Handknob, Flow Control			

TECHNICAL FEATURES

- All 2-port flow control cartridges are physically and functionally interchangeable (i.e. same flow path, same cavity for a given frame size). However, cartridge extension dimensions from the mounting surface may vary.
- Because needle valves are non-compensating devices, the fixed orifice size will regulate flow through the valve in proportion to the square root of the pressure differential across ports 1 and 2.
- A balanced adjustment mechanism allows for easy adjustment even at high pressures.

PERFORMANCE CURVES



Anexo M. Catálogo manifold de válvula reguladora de flujo GAA.

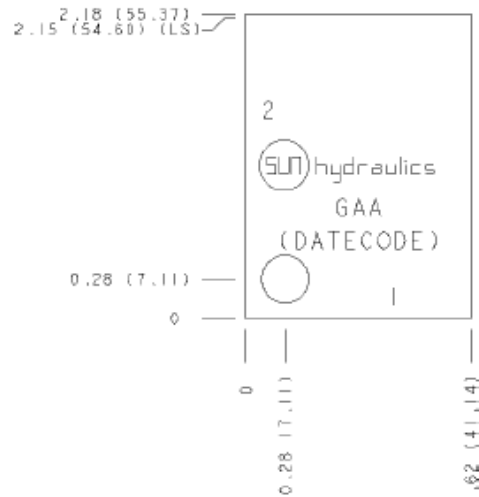
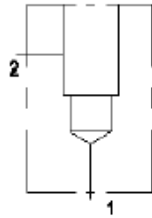


MODEL
GAA

Ninety degree
CAVITY: T-13A



sunhy.com/GAA



TECHNICAL DATA

Body Type	Line mount
Interface	None
Body Features	Ninety degree
Mounting Hole Diameter	.34 in.
Mounting Hole Depth	Through
Mounting Hole Quantity	1

NOTES *Important:* Carefully consider the maximum system pressure. The pressure rating of the manifold is dependent on the manifold material, with the port type/size a secondary consideration. Manifolds constructed of aluminum are not rated for pressures higher than 3000 psi (210 bar), regardless of the port type/size specified.

PORT DESIGNATORS

Modifiers	Ports
GAA	All Ports: 1/4" NPTF.





CONFIGURATION OPTIONS





Model Code Example: GAA




MODIFIER

6061-T651 Aluminum, Buna-N
/S 65-45-12 Ductile Iron, Buna-N, Blackened

Anexo N. Elementos del tablero de control.

COMPONENTE	ESPECIFICACIONES	APLICACIÓN
<p><u>CANALETA RANURADA 40X60 [mm]</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Apropriadas para alambrear tableros de control. • Los cables se pueden colocar y retirar con facilidad. • Temperatura de servicio -40°C. a $+85^{\circ}\text{C}$. • Auto-extinguibles. • Sistema antideslizante que evita deslizamiento de la tapa. • Dientes con restricción que retienen los cables. 	<p>Esta canaleta es la solución ideal para conducir cables eficientemente de forma segura. Facilitan los tendidos de cableado en todos los ámbitos (instalación de alarmas, circuitos cerrados de televisión, grandes y pequeñas redes de datos, tableros de control, conducción de cables entre otras.</p>
<p><u>RIEL OMEGA PERFORADO 35X1 [mm]</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Fabricado en lámina de acero normalizado calibre 20. • Acabado cincado o galvanizado. 	<p>El riel omega se utiliza frecuentemente en el interior de los tableros para el montaje de regletas, rieles contactores, mini breakers. etc.</p>
<p><u>INTERRUPTOR TRIFÁSICO 35-50 [A]</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Cortacircuitos 3VA1 IEC MARCO 160 • Capacidad de ruptura Clase S UCI = 36 kA @ 415 V 3 POLOS • Línea de protección TM220, ATFM, EN = 50A • Protección de sobrecarga $i_r = 35-50$ [A] • Corto circuito de protección $i_{cc} = 10 \times \text{EN CABLE DE CONEXIÓN}$. 	<p>Este disparador básico para protección contra sobrecarga o cortocircuito, es una unidad de disparo electrónica y magneto térmica (TMTU), adecuada para utilizar en redes trifásicas, ac y dc.</p>
<p><u>CONTACTOR PARA 50 [A] EN AC3,</u> <u>BOBINA 220 [V]</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Todos los accesorios son enchufables. • Conexión a PLC por medio de módulos de interfaces. • Temperatura de operación máxima a 60°C. 	<p>Los contactores tripolares 3RT son equipos, que tienen como función la conexión y desconexión, son empleados para mandos eléctricos de arrancadores a tensión plena y a voltaje reducido, especialmente en los casos en que sea necesaria una elevada frecuencia de operación. La aplicación más adecuada es la conexión y desconexión en el control de motores trifásicos.</p>

<p><u>CONTACTOR AUXILIAR</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Todos los accesorios son enchufables. • Conexión a PLC por medio de módulos de interfaces. • Temperatura de operación máxima a 60°C. 	<p>Los relés o contactores auxiliares, como también se denominan algunas veces, son elementos similares a un contactor, pero con contactos solamente auxiliares y se emplean para completar las protecciones y los circuitos automáticos de mando y control de motores eléctricos, es decir, trabajan o soportan pequeñas corrientes.</p>
<p><u>RELÉ TÉRMICO DE 28-40 [A]</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Ajuste de corriente por medio de perno. • Temperatura ambiente de operación entre -20°C hasta +70°C. • Voltaje de operación máximo de 690 [V]. 	<p>Un relé térmico es un aparato diseñado para la protección de motores contra sobrecargas, fallo de alguna fase y diferencias de carga entre fases. Si el motor sufre una avería y se produce una sobre intensidad, unas bobinas calefactoras (resistencias arrolladas alrededor de un bimetálico), consiguen que una lámina bimetálica, constituida por dos metales de diferente coeficiente de dilatación, se deforme, desplazando en este movimiento una placa de fibra, hasta que se produce el cambio o conmutación de los contactos desconectando así el sistema.</p>
<p><u>INTERRUPTORES DE 1 v 6 [A]</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Numero de polos, 1P. • Tensión AC/DC. • Voltaje de operación 230/400 [V]. • Resistente a las condiciones climáticas. • Diseñado para la operación en presencia de condiciones severas: (polvo, vapores ácidos, gases nocivos). 	<p>El interruptor eléctrico es un dispositivo que permite desviar o interrumpir el curso de una corriente eléctrica, así como también para proteger al sistema de una sobrecarga.</p>
<p><u>BORNES DE CONEXIÓN PARA CABLE #8</u></p> <p><u>Y #18</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Cuerpo aislante elaborado en poliamida. • Cuerpo conductor tipo tubo, elaborado en aleación de zinc y cobre, revestido en baño de níquel. • Identificación para ambos laterales del borne. • Conexión a través de tornillos. 	

<p><u>INTERRUPTOR SELECTOR DE DOS POSICIONES</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Cuerpo elaborado en poliamida. • Conductor elaborado en aleación de zinc y cobre. • Temperatura admisible entre -20°C a +60°C. • Protección contra corto circuito 10 [A]. • Tensión máxima de servicio 660 [V]. 	<p>Un selector es utilizado para abrir y cerrar un contacto ya sea normalmente abierto o cerrado según su aplicación eléctrica en un circuito.</p> <p>Se utilizan para activar arrancadores magnéticos y estos controlar motores eléctricos de gran capacidad o potencia, además de que también pueden activar relés, contactores etc.</p> <p>Su aplicación eléctrica en el uso industrial es fundamental en equipos donde se requiera una operación en manual y automático.</p>
<p><u>PULSADORES RASANTES NEGROS Y ROJOS</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Contiene indicador luminoso. • Protección contra corto circuito 10 [A]. 	<p>El pulsador es un operador eléctrico que, cuando se oprime, permite el paso de la corriente eléctrica y, cuando se deja de oprimir, lo interrumpe; o viceversa, esto depende de su naturaleza, de si es normalmente abierto o normalmente cerrado.</p>
<p><u>PULSADOR PARO DE EMERGENCIA CON ENCLAVAMIENTO</u></p> 	<ul style="list-style-type: none"> • Botón pulsador de 40 [mm] de diámetro. • Versión de girar o tirar para liberar. • Función de enclavamiento positivo. 	<p>Los pulsadores de parada de emergencia sirven para desconectar la instalación en situaciones de peligro, y que al presentar enclavamiento requieren de una maniobra de liberación por parte del operario para poder activar de nuevo el sistema.</p> <p>La parada de emergencia se usa en general como medida de seguridad complementaria a las funciones de protección directas.</p>
<p><u>¡LOGO! 12/24RCE 12-24VDC 8E/4S OBA8 100323726</u></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Entradas: 8. • Voltaje entrado: 24 [V] AC/DC. • Salidas: 4 relays. • Corriente continua: 10 [A] con carga resistiva y 3 [A] con carga inductiva. • Protección cortocircuito: Fusible externo. 	<p>El LOGO es un dispositivo electrónico que puede ser programado por el usuario y se utiliza en la industria para resolver problemas de secuencias en la maquinaria o procesos, ahorrando costos en mantenimiento y aumentando la confiabilidad de los equipos.</p>



- Frecuencia de conmutación: 2[Hz] con carga resistiva y 0.5 [Hz] con carga inductiva.
- Tiempo de ciclo: <0.1 [ms]/función.
- Temperatura ambiente: 0°C a +55°C.
- Temperatura de almacenamiento: -40°C a +70°C.
- Grado de protección: IP20.
- Cable de programación: Ethernet.
- Comunicación a escala corporativa gracias a las tecnologías WAN (Wide Area Network).
- Intercambio de datos inalámbricos a través de Industrial Wireless LAN.
- Tarjeta SD estándar o tarjeta de memoria SIMATIC (hasta 8 GB y Clase 4).
- Registro de datos en la memoria int. o la tarjeta SD.
- Conexión a red con hasta 8 equipos.
- Comunicación con controladores Simatic, paneles Simatic y PCs (servidor OPC) basados en el protocolo S7 sobre Ethernet.
- ¡Macros (funciones definidas por el usuario) para el LOGO! Soft Comfort V7.
- 400 bloques de función.
- 16 marcas analógicas.
- 64 terminales abiertos.
- 4 registros de desplazamiento de 8 bits.
- nuevas funciones: reloj astronómico, filtro analógico, cálculo del valor medio, valor min. / max., parar reloj.
- funciones de diagnóstico.
- compatible con los módulos de ampliación LOGO! ya existentes.

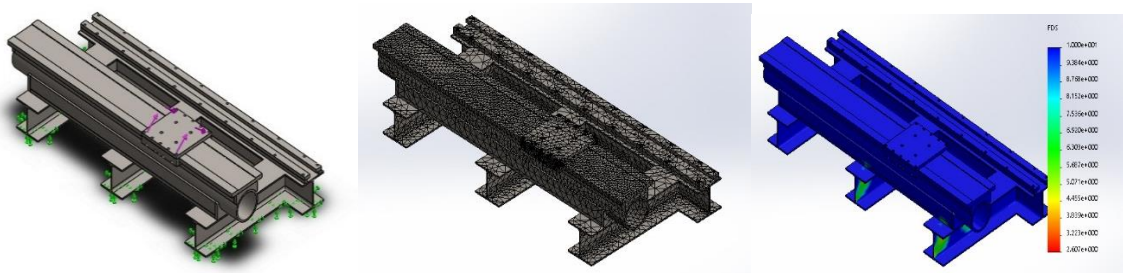
En palabras más técnicas el LOGO es un sistema de microprocesador; en otras palabras, una computadora de tipo industrial. Tiene una Unidad central de procesamiento mejor conocida como CPU, interfaces de comunicación, y puertos de salida y entrada de tipo digital o analógico, etc.

Las principales ventajas del LOGO son:

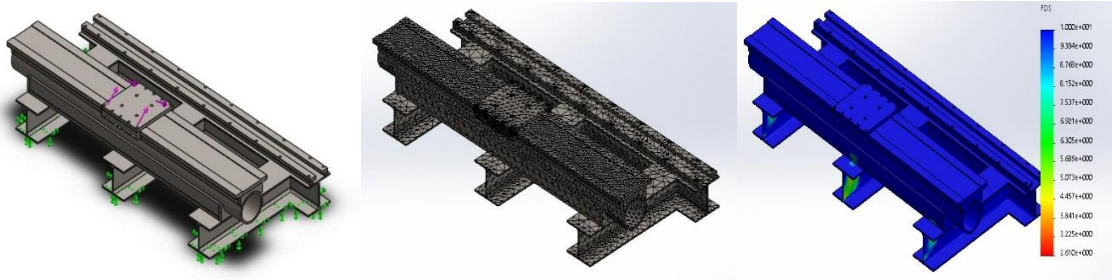
- Ofrecen las mismas ventajas sobre la lógica cableada, principalmente por su variedad de modelos existentes.
- Menor tiempo empleado en su elaboración.
- Podrás realizar modificaciones sin cambiar cableado.
- La lista de materiales es muy reducida.
- Mínimo espacio de aplicación.
- Menor costo.
- Mantenimiento económico por tiempos de paro reducidos.

Anexo O. Análisis estáticos del bastidor.

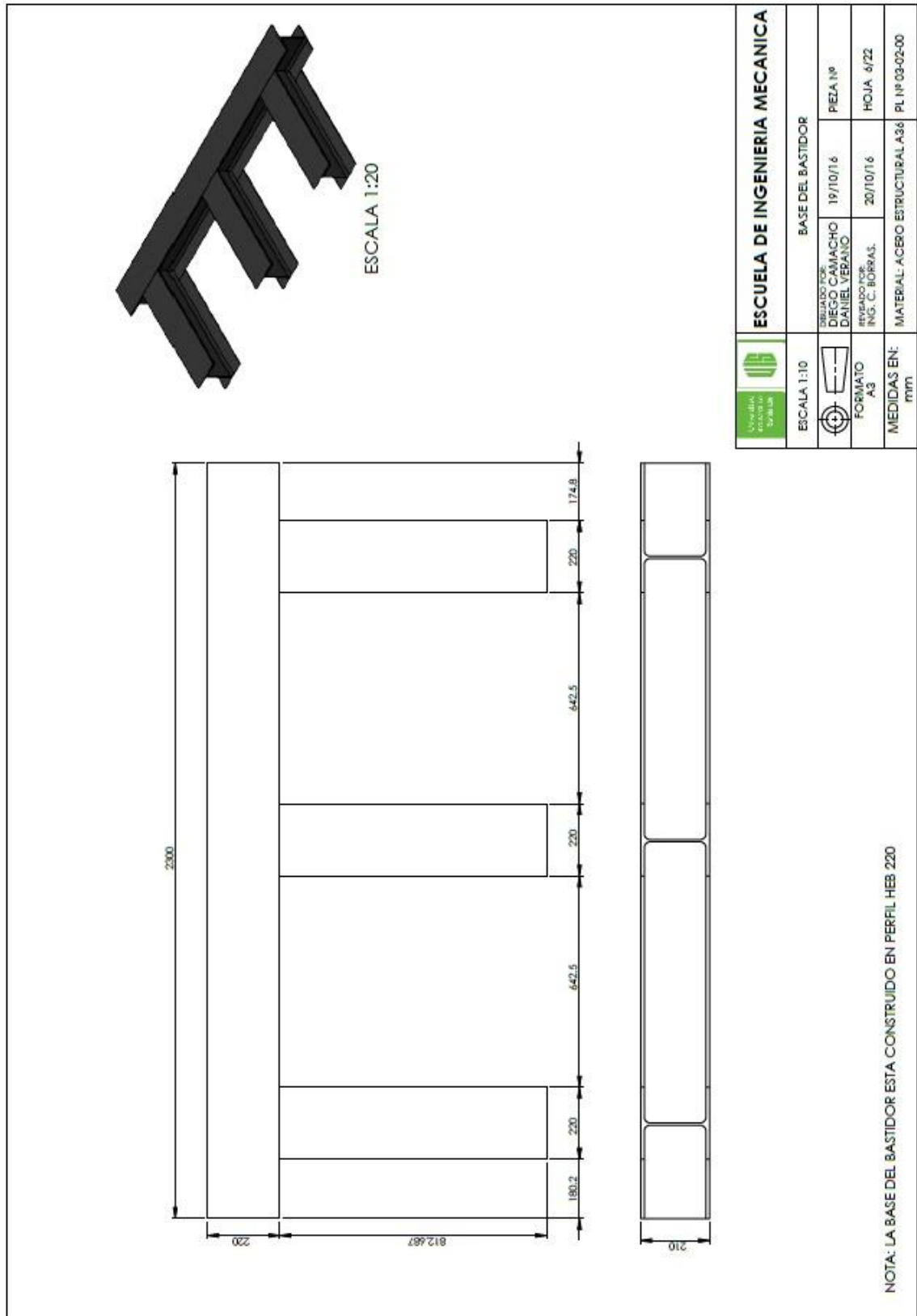
- Para ejecutar este análisis se posiciono la base del soporte de cadena en medio de la mitad y el extremo de la bancada. El analisis estatico del bastidor, arrojó que el factor de seguridad minimo es de 3,6 el cual se ajusta a los requerimientos iniciales.



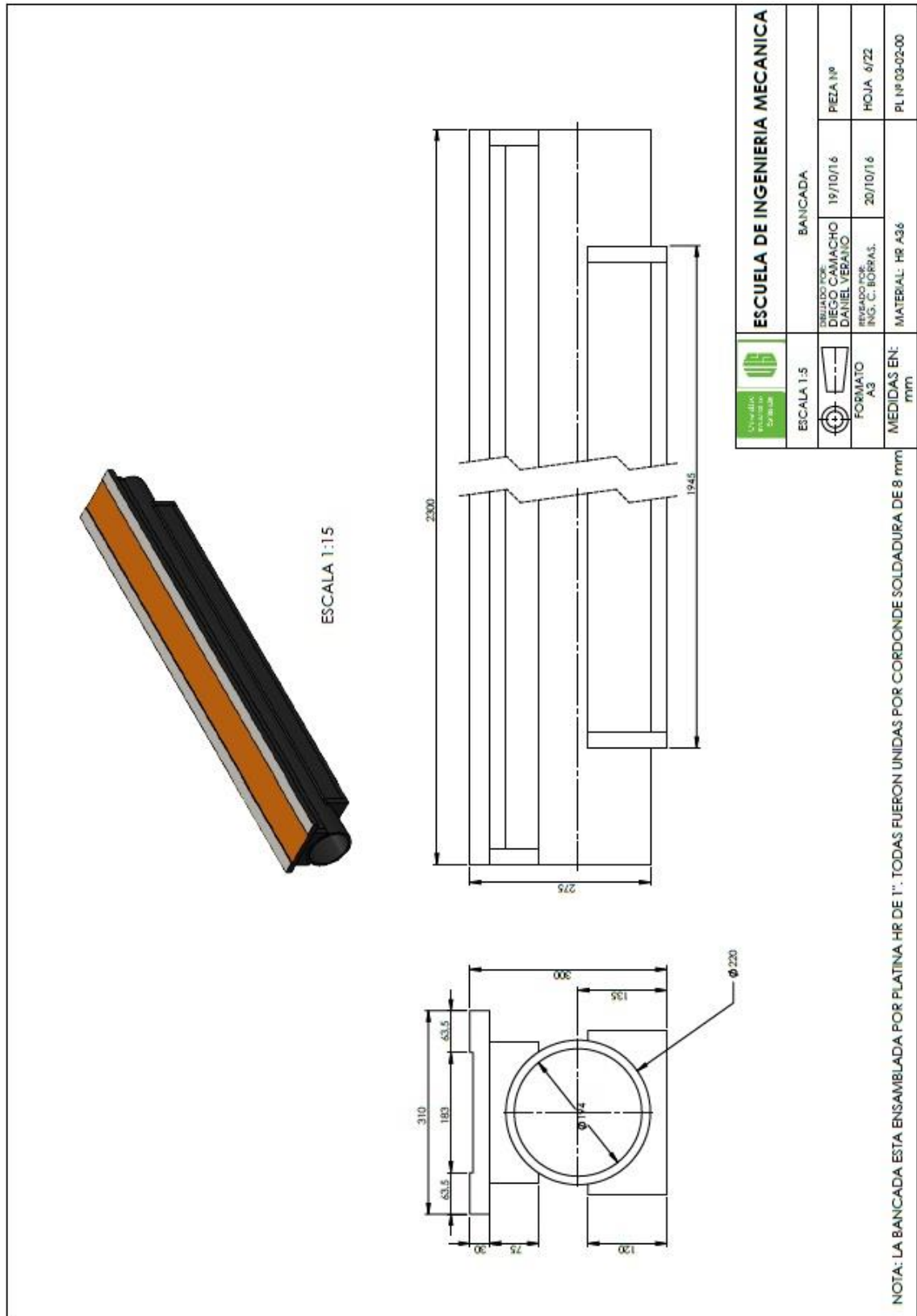
- Para ejecutar este analisis se posiciono la base del soporte de cadena en la mitad de la bancada. El analisis estatico del bastidor, arrojó que el factor de seguridad minimo es de 4,1 el cual se ajusta a los requerimientos iniciales (ver figura).



Anexo P. Plano constructivo de la base del bastidor.



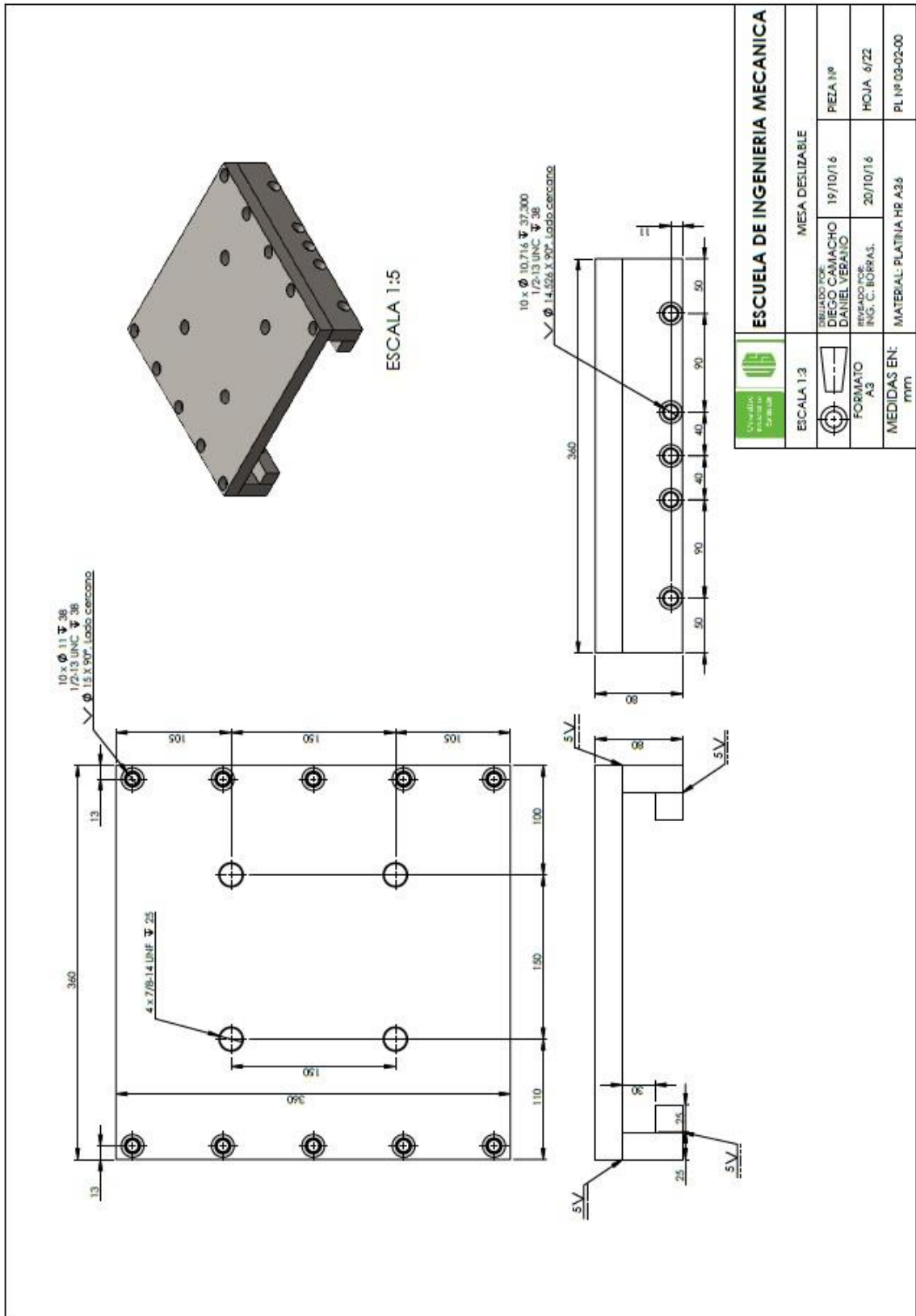
Anexo Q. Plano constructivo de la bancada del bastidor.



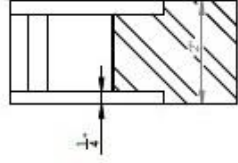
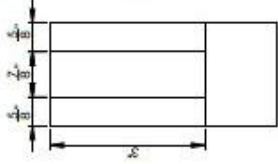
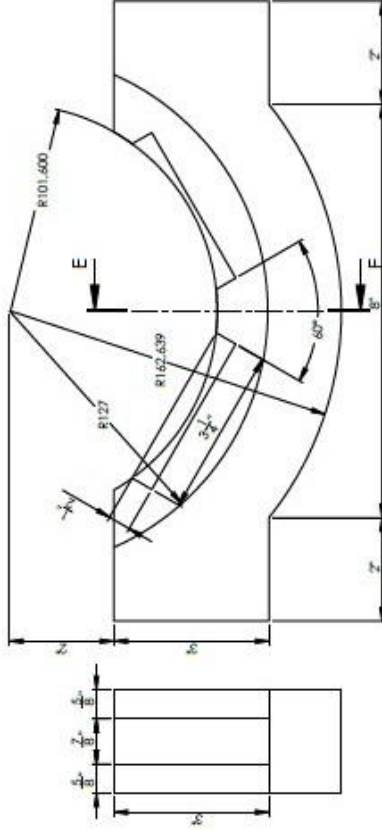
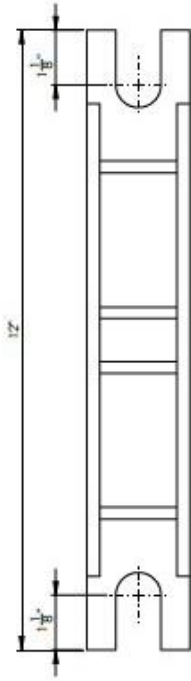
	ESCALA 1:5	BANCADA		
	 FORMATO A3	DISEÑADO POR: DIEGO CAMACHO DANIEL VERANO	19/10/16	PIEZA Nº
	MEDIDAS EN: mm	REVISADO POR: ING. C. BORRAS.	20/10/16	HOJA 6/22
		MATERIAL: HR A36		PL Nº 03-02-00

NOTA: LA BANCADA ESTA ENSAMBLADA POR PLATINA HR DE 1". TODAS FUERON UNIDAS POR CORDONE SOLDADURA DE 8 mm

Anexo S. Plano constructivo de la base de los soportes.



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ESCALA 1:3	MESA DESLIZABLE
	DISEÑADO POR: DIEGO CAMACHO DANIEL VERANO
	REVISADO POR: ING. C. BORRAS
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: PLATINA HR A36 HOJA: 6/22 PL N° 03-02-00



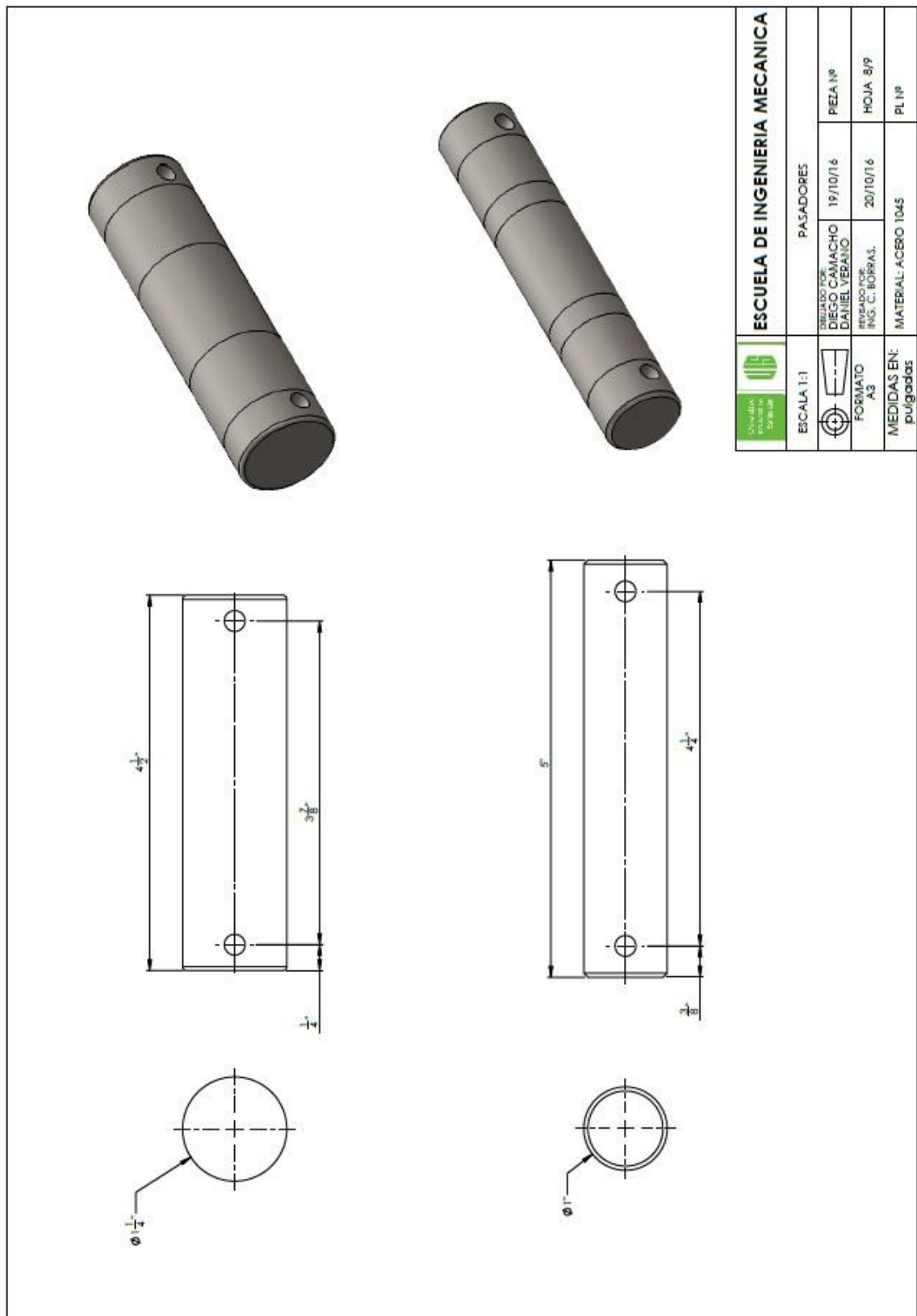
SECCIÓN EE



ESCALA 1:2


	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
	ESCALA 1:2	SOPORTE DE MORDAZA	
	DISEÑADO POR: DIEGO CAMACHO DANIEL VERANO	19/10/16	PIEZA Nº
	REVISADO POR: ING. C. BORRAS	20/10/16	HOJA 6/22
MEDIDAS EN: pulgadas	MATERIAL: PLATINA HR A36		PL Nº 03-02-00

Anexo V. Plano constructivo de los pasadores del cilindro principal.




Anexo W. Facturas de compra.

- Llave y Soporte de cadena

 GEARENCH <small>A Division of Orbis Corporation</small> 4450 S. Hwy 6 Phone: 254.675.8651 P.O. Box 192 Fax: 254.675.6100 Clifton, TX 76634 sales@gearench.com		INVOICE	<table border="1"> <tr> <th>Invoice No.</th> <th>Date</th> </tr> <tr> <td>089704</td> <td>7/5/2016</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">Refer to Invoice Number When Remitting</td> </tr> </table>	Invoice No.	Date	089704	7/5/2016	Refer to Invoice Number When Remitting	
Invoice No.	Date								
089704	7/5/2016								
Refer to Invoice Number When Remitting									
SOLD TO: FIELD SERVICE SOLUTION S.A.S CALLE 28 N 4-33 BARRIO GIRARDOT BUCARAMANGA COLOMBIA		SHIP TO: FIELD SERVICE SOLUTION S.A.S CALLE 28 N 4-33 BARRIO GIRARDOT BUCARAMANGA COLOMBIA							
Attn:		Attn:							
Sales Order	Cust No	Customer PO #	Order Date	Mark Shipment	Terms				
0091102-0000	11844	82	6/27/2016		PREPAID				
Ship Date	Shipped Via	Carrier	F.O.B. Point	Tracking Number	ECCN #				
7/1/2016	REGULAR	AAA	COLLECT	330924218	EAR99				
Item	Order	BIO	Ship	Part Number/Rev	Description	Unit Price	Disc %	Net Price	Amount
						USD		USD	USD
10	1		1	EA TVA115H	contact disenoi@fes.sas.com FOR SHIPPING INSTRUCTIONS				
20	1		1	EA VTDA115H	PETOL TONGVISE	\$1,779.00		\$1,779.00	\$1,779.00
30	2		2	EA 151-45-25T	PETOL PULLDOWN VISETONGS	\$3,017.00		\$3,017.00	\$3,017.00
					PETOL TONGVISE CHAIN ASSY	\$948.00		\$948.00	\$1,896.00
								TOTAL: \$	\$6,692.00

- Flete llave y soporte de cadena

DISTRICARGO INC SA N.I.T. 900436285 DIRECCIÓN: TELEFONOS: 3003360 65 FAX: REGIMEN COMUN - CIUD 5229		 DISTRICARGO INC <small>LOGISTICA COLOMBIA S.A.</small> FACTURA DE VENTA Nro. 00003806 FECHA: Julio 21 DE 2016		
Datos del Cliente Nombre : FIELD SERVICE SOLUTION S.A.S. Teléfonos : 6802881 Nit 980351677 - 8 Lista de Precios : PUBLICO Dirección : CL 28 4 33 BRR GIRARDOT Vencimiento : 21 7 2016 Ciudad : BUCARAMANGA Tasa de cambio : 1.00				
Página 1 de 1				
REFERENCIA	DESCRIPCION	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
	SERVICIO DE FLETE INTERNACIONAL PUERTO - PUERTO	1.00	473.773.00	473.773.00
	GASTOS EN ORIGEN	1.00	490.578.00	490.578.00
	SERVICIO DE LIBERACION DE GUIAS CARGA	1.00	577.411.00	577.411.00
	SERVICIO DE FLETE INTERNACIONAL ORIGEN - PUERTO	1.00	1.065.989.00	1.065.989.00
	CAF	1.00	74.027.00	74.027.00
ICM BOG 683 PESO: 96 KLG TRAYECTO : MIAMI - BOGOTA TIPO DE MERCANCIA: HERRAMIENTAS PROVEEDOR: GEARENCH A DIVISION DOCUMENTO DE TRANSPORTE: DA-4150 DOS MILLONES OCHOCIENTOS DIECISEIS MIL QUINIENTOS SETENTA Y NUEVE PESOS				VALOR BRUTO 2.679.778.00 I.V.A. 182.402.00 RETENCION EN LA FUENTE 45.801.00 RETENCION DE I.V.A. 0.00 RETENCION DE I.C.A. 0.00 RETE CREE 0.00% 0.00
Resolución DIAN 326001133858 por computador aprobado 2014 10 09, numeración habilitada del No. 2.001 al 6.900				TOTAL VENTA 2.816.979.00
Favor cancelar esta factura a la TRM vigente del día de pago siempre y cuando no sea inferior a la TRM de referencia. Esta factura se asimila en sus efectos legales a la letra de cambio (según el ART 774 DD.D. COMERCIO) con esto el comprador declara haber recibido real y materialmente las mercancías y/o servicios descritos en este título				FIRMA Y SELLO

Señores(a) :
 FIELD SERVICE SOLUTION SAS
 ATN. GILBERTO QUINTERO
 Ciudad: BUCARAMANGA



Ref : SOLICITUD DE ANTICIPO Do. 788-07-16 BOG
 Proveedor : GEARENCH // MEMAC

Favor enviar anticipo para cubrir gastos de nacionalización de su Importación la cual detallamos a continuación:
 Por favor revisar las observaciones.

NOTA:	IMPORTACION ORDINARIA	Pedido :	FACT. 0084685 // 16261
Declaracion :	INICIAL	Moneda de Negociaci:	USD
	(US)	Tipo de Cambio	3000
Valor Total FOB (US)	8.454,25	Tasa Representativa	3.000,00
Gastos de Despacho (se suman al FOB)	0,00	Año	2016
Flete	160,00	Semana	1
Seguro	33,82	Factor	1
Gastos de Embarque	0,00	Peso Bruto (Kg.)	0,00
Ajustes al Valor	0,00	Peso Neto (Kg.)	0,00
Otros Gastos	525,00	Valor C.I.F	27.519.210
Valor en Aduana	9.173,07		
Valor Base Liquidacion	27.519.210		

Derechos Arancelarios	0%	\$ 0
I.V.A	16%	\$ 4.404.000
Rescate 15% sobre CIF		\$ 0
Descuento		\$ 0
Liberacion de la Guia o BL Fact. UTI		\$ 2.805.000
Servicio Liberacion		\$ 0
Formulario Registro y/o Licencia de Impo.		\$ 0
Elaboración registro		\$ 0
Radicación VUCE		\$ 0
Formularios DIM (Manuales)		\$ 0
Elaboración Declaracion		\$ 45.000
Elaboracion ROP		\$ 0
Elaboracion DAV		\$ 45.000
Preinspeccion, Seriales, muestras		\$ 90.000
SELLOS DE SEGURIDAD		\$ 0
Comisión de la sia		\$ 280.000
Uso de Instalaciones		\$ 380.000
Almacenaje Mercancia		\$ 350.000
Personal preinspeccion		\$ 0
Movilización para Pre-Inspeccion		\$ 0
Clasificación		\$ 100.000
Movilización Repeso >> DTA		\$ 0
Sobreestadias Contenedor		\$ 0
Movilización Verif. Sellos >> DTA		\$ 0
Cargues y Descargues		\$ 0
Deposito Contenedor		\$ 0
Demoras de contenedores		\$ 0
Tramito Libre		\$ 0
Vistos buenos - MATRICULA		\$ 0
Servicio Extraordinario		\$ 0
Dropoff Contenedor		\$ 0
Proceso de Etiquetado		\$ 0
Vaciado Contenedor		\$ 0
Acarreo Urbano		\$ 140.000
Transporte terrestre entre ciudades BUN - BOG Consolidado		\$ 0
Devolucion de contenedor		\$ 0
Cotizacion Seguro a la Mercancia		\$ 0
Gastos Varios		\$ 90.000
Otros (PRIMA POLIZA-)		\$ 558.000
Servicio de Escolta a la Mercancia.		\$ 0
Control de temporales		\$ 0
Descargue Directo		\$ 0
Conexión Syga		\$ 45.000
Administracion de Archivo		\$ 0
IVA Ingresos Propios		\$ 155.680
4x1000 de los Pagos a Terceros		\$ 32.000
TOTAL ANTICIPO NACIONALIZACION		\$ 9.519.680

- Unidad hidráulica y tablero de control

 COHA S.A.S. HIDRAULICA + NEUMATICA + AUTOMATIZACION BOGOTA, D.C. AV. CALLE 17 No. 80-81 Pbx 417 2630 - 200 2800 FAX 201 5985 CELULAR 316 882 4121 E-mail: info@coha.com.co		NIT 860.042.985-1 NO SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES ACTIVIDAD ECONOMICA 2819 - 4774 TARIFA 11.04 X 1.000 IVA REGIMEN COMUN REGISTRO No. 03-1034-08 CALI CARRERA 5 NORTE No. 529-127 Pbx 429 1370 - 498 5899 FAX 449 3810 CELULAR 316 209 8107 E-mail: ventas@coha.com.co		FACTURA DE VENTA No. CRB-14498 MEDELLIN CALLE 30 No. 64A-80 Pbx 236 2880 FAX 265 8815 CELULAR 316 485 2089 E-mail: ventas@coha.com.co					
CIUDAD	BOGOTÁ	FECHA FACTURA	12 / 09 / 2018	FECHA VENCIMIENTO	12 / 10 / 2018	FORMA DE PAGO	30 DIAS	10:46 a.m.	
SERIE	FIELD SERVICE SOLUTION GAS						NIT	900351677-6	
DIRECCION	CL 28 4 33 BVR GIRARDOT						TELEFONO	6 802851	
ORDEN DE COMPRA No.	178	FECHA		CONFIR. PEDIDO No.		FECHA		VENDEDOR	PEDROZA SIERRA DIEGO ALE
ITEM	CANTIDAD	REFERENCIA	DESCRIPCION			VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL		
1	1.00	CHB-206	CILINDRO TIPO BOTELLA CAMISA 3"X3-1/2" VASTAGO 1			1,305,034	1,305,034		
2	1.00	CHB-204	CILINDRO TIPO BOTELLA CAMISA 2"X2-1/2" VASTAGO 1			495,690	495,690		
3	1.00	UHTSD-19	UNIDAD DE POTENCIA HYDRAULICA PARA 2500 PSI CO			12,068,966	12,068,966		
QUINCE MILLONES SETECIENTOS CUARENTA Y TRES MIL DOSCIENTOS TREINTA Y TRES PESOS CON CERO C/VS MCTE Fact por Computador RES 320001372801 del 2018/03/04 Prejto CRB desde 13001 hasta 18000						RetoFuente	346.757		
						Retelec		FLETE	
						Retelev			
PARA SU PAGO SEYASE GIRAR CHEQUE A NOMBRE DE COHA S.A.S., CON CRUCE AL PRIMER BENEFICIARIO. NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES									
OBSERVACIONES HABILITA RESOLUCION DIAN NUMERO 32000123779 DEL 05/FEB/2015 DESDE CRB 1265 A CRB 15000CF CRB-292						SUBTOTAL \$ 13,870,690.00 % IVA \$ 2,219,310.40 TOTAL \$ 15,743,233.00			
FIRMA AUTORIZADA - COHA S.A.S.						NOMBRE, FIRMA Y SELLO COMPRADOR			
1. SE HACE CONSTAR QUE LA FIRMA DE UNA PERSONA DIFERENTE DEL COMPRADOR IMPLICA QUE DICHA PERSONA SE ENTRENDA ALTERNAMENTE POR EL COMPRADOR PARA FIRMAR, CONFIRMAR LA ORDEN Y DEJAR EL COMPROMISO. 2. LA RESPONSABILIDAD POR CUALQUIER ERROR DEL COMPRADOR. 3. EL CUMPLIMIENTO DEL PAGO DE LA ORDEN DE COMPRA A LA DATA MAXIMA PLAZA. 4. LA PRESENTACION DE ESTA FACTURA SEGUN LEY 1471 DE 2014.									
008737								- CARTERA -	

 COHA S.A.S. HIDRAULICA + NEUMATICA + AUTOMATIZACION BOGOTA, D.C. AV. CALLE 17 No. 80-81 Pbx 417 2630 - 200 2800 FAX 201 5985 CELULAR 316 882 4121 E-mail: info@coha.com.co		NIT 860.042.985-1 NO SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES ACTIVIDAD ECONOMICA 2819 - 4774 TARIFA 11.04 X 1.000 IVA REGIMEN COMUN REGISTRO No. 03-1034-08 CALI CARRERA 5 NORTE No. 529-127 Pbx 429 1370 - 498 5899 FAX 449 3810 CELULAR 316 209 8107 E-mail: ventas@coha.com.co		FACTURA DE VENTA No. CRB-14497 MEDELLIN CALLE 30 No. 64A-80 Pbx 236 2880 FAX 265 8815 CELULAR 316 485 2089 E-mail: ventas@coha.com.co					
CIUDAD	BOGOTÁ	FECHA FACTURA	12 / 09 / 2018	FECHA VENCIMIENTO	12 / 10 / 2018	FORMA DE PAGO	30 DIAS	10:44 a.m.	
SERIE	FIELD SERVICE SOLUTION SAS						NIT	900351677-6	
DIRECCION	CL 28 4 33 BVR GIRARDOT						TELEFONO	6 802851	
ORDEN DE COMPRA No.	178	FECHA		CONFIR. PEDIDO No.		FECHA		VENDEDOR	PEDROZA SIERRA DIEGO ALE
ITEM	CANTIDAD	REFERENCIA	DESCRIPCION			VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL		
1	1.00	TE-30	TABLERO ELECTRICO UNIDAD HIDRAULICA 40A 220V 1			3,050,345	3,050,345		
TRES MILLONES CUATROCIENTOS SETENTA Y TRES MIL CUATROCIENTOS NOVENTA Y DOS PESOS CON CERO C/VS MCTE Fact por Computador RES 320001372801 del 2018/03/04 Prejto CRB desde 13001 hasta 18000						RetoFuente	76.508		
						Retelec		FLETE	
						Retelev			
PARA SU PAGO SEYASE GIRAR CHEQUE A NOMBRE DE COHA S.A.S., CON CRUCE AL PRIMER BENEFICIARIO. NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES									
OBSERVACIONES HABILITA RESOLUCION DIAN NUMERO 32000123779 DEL 05/FEB/2015 DESDE CRB 1265 A CRB 15000CF CRB-313						SUBTOTAL \$ 3,050,345.00 % IVA \$ 489,855.20 TOTAL \$ 3,473,492.00			
FIRMA AUTORIZADA - COHA S.A.S.						NOMBRE, FIRMA Y SELLO COMPRADOR			
1. SE HACE CONSTAR QUE LA FIRMA DE UNA PERSONA DIFERENTE DEL COMPRADOR IMPLICA QUE DICHA PERSONA SE ENTRENDA ALTERNAMENTE POR EL COMPRADOR PARA FIRMAR, CONFIRMAR LA ORDEN Y DEJAR EL COMPROMISO. 2. LA RESPONSABILIDAD POR CUALQUIER ERROR DEL COMPRADOR. 3. EL CUMPLIMIENTO DEL PAGO DE LA ORDEN DE COMPRA A LA DATA MAXIMA PLAZA. 4. LA PRESENTACION DE ESTA FACTURA SEGUN LEY 1471 DE 2014.									
008736								- CARTERA -	

- Válvulas de cartucho y manifolds SUN Hydraulics



GULF CONTROLS COMPANY, INC

5201 TAMPA WEST BOULEVARD * TAMPA, FLORIDA 33634 * TELEPHONE 813884-0471 * FAX 813888-7561
TOLL FREE PHONE 800282-9125 * TOLL FREE FAX 800282-9120
MAIL REMITTANCE TO: P.O. BOX 15100 TAMPA, FLORIDA 33684

Order Number	
1362007	
Order Date	Page
7/5/2016 12:32:21	1 of 2

Bill To:

Territory Gower
Orange, Osceola, Brevard
99999

Ship To:

FIELD SERVICE SOLUTIONS
9342 EDENSHIRE CIRCLE
ATTN: LAURA RODRIGUEZ
ORLANDO, FL 32836
US
Fax:
Email: DISENO@FES-SAS.COM; HAWIORTIZ

Customer ID: 135479


Ordered By: Mr...

Shipping Method					Payment Terms				
UPSGR UPS Ground Residential					Due Immediately				
PO Number			FOB			Taker			
FIELD SERV SOLUTIONS			Customer Pays both Inbound and Outbound Freight			NVERA			
Quantities					Item ID Item Description	Pricing DOM Unit Size	Net Price	Extended Price	
Ordered	Allocated	Remaining	DOM Unit Size	U.S. Qty					
<i>Delivery Instructions:</i> UPS GROUND PREPAY AND ADD									
1.00	0.00	1.00	EA	S	(001) A2A SUN	EA 1.0	142.8700	142.87	
<i>Required Date:</i> 7/5/2016		<i>Estimated Date:</i> 8/3/16							
1.00	0.00	1.00	EA	S	(002) GAA Body - Sun	EA 1.0	30.5000	30.50	
<i>Required Date:</i> 7/5/2016		<i>Estimated Date:</i> 9/4/16							
1.00	1.00	0.00	EA	S	(003) NFOCLDN Sun T-13A 3/32 ORIFIC	EA 1.0	29.4000	29.40	
<i>Required Date:</i> 7/5/2016		<i>Estimated Date:</i> 7/6/16							
1.00	0.00	1.00	EA	S	(004) RSDCOAN SUN	EA 1.0	83.3300	83.33	
<i>Required Date:</i> 7/5/2016		<i>Estimated Date:</i> 8/3/16							
<i>Total Lines: 4</i>							SUB-TOTAL:	286.10	
							TAX:	0.00	
							AMOUNT TENDERED :	0.00	
							AMOUNT DUE:	286.10	
							<i>U.S. Dollars</i>		

- Flete válvulas de cartucho y manifolds SUN Hydraulics

	ZAI CARGO E U NIT 830.082.601 - 9 Cra 97 No. 17 A 78 Tel: 4150022 BOGOTA - COLOMBIA		FACTURA DE VENTA No. 02- 9997		
	Señores: FIELD SERVICE SOLUTION S.A.S		Fecha de Factura: 2016-08-12		
NIT: 900.351.677 - 6		Teléfono: 2602800		Fecha de Vencimiento: 2016-08-12	
Dirección: AV CL 17 60 51 PUENTE ARANDA BOGOTA		Ciudad: BOGOTA- COLOMBIA			
Código	Descripción	Unidad	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
2815050201	bog2117141143 P. 1.81K US 37 TC 3110.43		.00	.00	115,100.00
Valor en Letras: CIENTO QUINCE MIL CIEEN PESOS M/CTE				Total Bruto	\$ 115,100.00
Forma de Pago: CLIENTES CODS					\$.00
Cuota No. 001 Vence el 2016-08-12 por \$ 115,100.00					\$.00
Observaciones:				Total a Pagar	\$ 115,100.00

- Material para construcción del bastidor y demás componentes



D.A.M.
Distribuciones, Montajes, Alquileres y Mantenimientos Ltda.
NIT. 900.300.858-4 - Régimen Común

Reconstrucción de Maquinaria, Servicio de torno,
Taladro Radial, Montajes de Trituración

FACTURA DE VENTA
Nº CR 1609


Fecha Facturación: 1 de Octubre de 2016
Fecha Vencimiento:

Señor: **FIELD SERVICE SOLUTION** NIT. ó C.C. 900.351.677-6
Dirección: Calle 28 No. 4-33 Tel: 6899701

CANT.	DESCRIPCION	TOTAL
1	Metro de cuadrado de 3/8	6.200
2	Eje en 1045 de 2 3/4 x 11,5 cm.	27.800
1	Lámina antidesgaste HR de 2300 x 90 x 25 mm.	162.400
1	Lámina antidesgaste HR de 365 x 363 x 25 mm.	133.300
35	Tornillos br con cabeza G8 1/2 x 1 1/2 y 100 de 8 x 1 1/4	39.850
1	Disco en HR de 200 mm. x 15 mm.	29.850
15	Tornillos bristol con cabeza G8 de 1/2 x 1 1/4	17.400
1	Ampliar agujero a gato	58.000
4	Chavetas según muestra y tuerca campana de 3/4	23.100
2	Eje 1045 de 110 x 31,75 mm. y de 120 x 25,4 mm	6.300
1	Lámina HR de 365 x 300 x 25 mm.	77.400
1	Lámina HR de 300 x 58 x 25 mm.	28.100
1	Lámina HR de 305 x 203 x 50 mm.	112.100
1	Lámina HR de 305 x 102 x 50 mm.	57.800
1	Eje cuadrado 1020 de 300 X 25,4 mm.	13.200
18	Tornillos bristol de 1/2 x 1 1/2	520.000
4	Ranuras y fresado de dispositivo de soporte de mordéza donde irabajan quijadas y tornillos de sujeción	104.800
4	2 Ejes de 50 x 63 mm. y 2 ejes de 381 x 50,8 mm. Son: Un millón seiscientos once mil cuatrocientos sesenta y cuatro pesos m/cte.	
ACEPTO: Firma y Sello		SUBTOTAL \$ 1.475.400
Resolución DIAN No. 4000012837 Fecha: 2015/08/04 N.M. HAB. CR 1331 AL CR 2000		I. V. A. \$ 236.064
La presente Factura de Venta, por el solo cumplimiento de lo establecido en la Ley 1331 de 2008.		TOTAL \$ 1.711.464

Calle 23 No. 6A - 25 - Teléfono: 6336747 - Bucaramanga - Col.

- Mano de obra para construcción del bastidor y demás componentes



D.A.M.
Distribuciones, Montajes, Alquileres y Mantenimientos Ltda.
NIT. 900.300.858-4 - Régimen Común

Reconstrucción de Maquinaria, Servicio de torno,
Taladro Radial, Montajes de Trituración

FACTURA DE VENTA
Nº CR 1614

Fecha Facturación: 7 de Octubre de 2016
Fecha Vencimiento:

Señor: **FIELD SERVICE SOLUTION** NIT. ó C.C. 900.351.677-6
Dirección: Calle 28 No. 4-33 Tel: 6899701

CANT.	DESCRIPCION	TOTAL
1	FABRICACIÓN DE BASTIDOR DE MÁQUINA TORQUEADORA (Descripción de fabricación en anexo adjunto)	14.000.000
ACEPTO: Firma y Sello		SUBTOTAL \$ 14.000.000
Resolución DIAN No. 4000012837 Fecha: 2015/08/04 N.M. HAB. CR 1331 AL CR 2000		I. V. A. \$ 2.240.000
La presente Factura de Venta, por el solo cumplimiento de lo establecido en la Ley 1331 de 2008.		TOTAL \$ 16.240.000

Consignar en cuenta corriente No. 590001020 de Banco de Bogotá a nombre de DAM LTDA.
Son: Dieciséis millones doscientos cuarenta mil pesos m/cte.

Calle 23 No. 6A - 25 - Teléfono: 6336747 - Bucaramanga - Col.

Anexo X. Manual de operaciones, seguridad y mantenimiento.

(Este anexo se encuentra adjunto en la carpeta con nombre de archivo guía de la maquina torqueadora)