

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE
CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO
TIPO CONVENCIONAL**

CRISTIAN DARÍO PARDO GALVIS

LESSTHERD DASAVETH ESPINOSA CHILITO

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
BUCARAMANGA,
ENERO 2013**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE
CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO
TIPO CONVENCIONAL**

CRISTIAN DARÍO PARDO GALVIS

LESSTHERD DASAVETH ESPINOSA CHILITO

Trabajo de grado para optar por el título de

INGENIERO MECÁNICO

Director

JORGE ENRIQUE MENESES FLÓREZ

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
BUCARAMANGA
ENERO 2013**

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL	22
1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	22
1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	25
1.3.1. Objetivo General	25
1.3.2. Objetivos Específicos	25
2. SÍNTESIS: PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN EQUIPO DE LEVANTAMIENTO MECÁNICO TIPO CHURCHILL-CONVENCIONAL.	28
3. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CARGAS	34
3.1. CONSIDERACIONES DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE CARGAS	35
3.1.1. Carga A Levantar	36
3.1.2. Carrera Recorrida	36
3.1.3. Velocidad de Carrera	36
3.1.4. Dimensión y Geometría En General	37
3.2. SELECCIÓN DE LAS PESAS	38
3.2.1. Pesa Viajera	39
3.2.2. Pesa De Bombeo	40
3.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE GUIADO LINEAL	42
3.4. ACCESORIOS DE AMORTIGUACIÓN	44
3.5. DISEÑO Y SELECCIÓN DE RESORTES DE CARGA	45
3.5.1. Características Principales De Diseño	46
3.5.2. Cálculos y Consideraciones de los Resortes.	47
3.5.2.1. Metodología de cálculo	48

3.5.2.2 Iteración y resultados finales del diseño de los resortes.	55
3.6 MECANISMO DE ENGANCHE	59
3.6.1 Análisis estático del gancho	62
3.6.2 Análisis de resistencia	63
3.7 SISTEMA DE DESENGANCHE POR MEDIO DE PALANCAS	69
3.7.1 Análisis estático	71
3.7.2 Análisis de resistencia	73
3.7.3. Análisis de la palanca en el momento del pico de carga generado por el contacto con el tope de la estructura.	80
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL BALANCÍN (MECANISMO MANIVELA-BIELA-BALANCÍN)	84
4.1. METODOLOGÍA DE DISEÑO	85
4.2. ANÁLISIS DINÁMICO DEL MECANISMO DE 4 BARRAS (MANIVELA-BIELA-BALANCÍN)	86
4.2.1. Análisis Cinemático De Posición	87
4.2.2. Análisis De Velocidad	89
4.2.3. Análisis De Aceleraciones	90
4.2.4. Solución y Análisis de Resultados de la Cinemática del Mecanismo de Cuatro Barras	91
4.2.4.1. Datos relevantes de la manivela (elemento 1, nodos 1 y 2).	93
4.2.4.2. Análisis de la biela (elemento 2, nodos 2 y 3)..	94
4.2.4.3. Análisis de la viga viajera (elementos 3 y 4, nodos 3, 4 y 5).	95
4.3. SELECCIÓN Y PROPUESTA DE CONSTRUCCIÓN DEL BALANCÍN	100
4.3.1. Selección y Propuesta de Construcción De La Base	101
4.3.2. Sistema De Manivela-Biela	103
4.3.2.1. Manivelas.	105
4.3.2.2. Bielas	106
4.3.3. Viga Viajera	108
4.3.4. Contrapeso	109

4.3.4. Cabezal	111
4.3.5. Análisis Estático	111
4.3.6. Análisis De Resistencia	113
5. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL PROTOTIPO EMULADOR.	121
5.1. CONSIDERACIONES DE DISEÑO	122
5.2. CÁLCULO ESTIMADO DE LA POTENCIA CONSUMIDA POR EL SISTEMA	124
5.3. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO	128
5.4. SELECCIÓN PRIMERA ETAPA DE REDUCCIÓN (REDUCTOR SIN FIN CORONA)	130
5.5. SELECCIÓN Y DISEÑO DE LA SEGUNDA ETAPA DE REDUCCIÓN (REDUCCIÓN POR CADENA).	132
5.5.1. Diseño y Selección de la Reducción por Cadena	134
5.6. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN	143
5.6.1. Análisis Estático	143
5.6.2. Análisis de Resistencia	144
6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE SISTEMA EMULADOR	153
6.1. TRANSMISIÓN.	154
6.2. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL MACHÍN.	157
6.3. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE CARGAS.	160
6.4. PINTURA.	165
7. SOFTWARE Y HARDWARE PARA LA ADQUISICIÓN DE LOS DATOS DINAGRÁFICOS	166
7.1. ADQUISICIÓN DE POSICIÓN	168
7.1.1. Características, Conexión Y Montaje Del Encoder Incremental	170
7.2. ADQUISICIÓN DE CARGA	174

7.2.1. Calibración de la Celda de Carga	179
7.2.2. Montaje de la Celda de Carga	180
7.2.3. Conexión de Celda de Carga	183
7.3. PLC S7-300	184
7.4. COMPUTADOR	185
7.5. SIMATIC STEP 7	186
8. OBTENCIÓN DE CARTAS DINAGRÁFICAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	188
8.1. POSICIÓN	188
8.2. CARGA	191
8.3. RESULTADOS PARA LOS DISTINTOS TIPOS DE DINAGRAMA	192
8.3.1. Dinagrama A	192
8.3.2. Dinagrama B	194
8.3.3. Dinagrama C	196
8.3.4. Dinagrama D	197
CONCLUSIONES	200
RECOMENDACIONES	202
BIBLIOGRAFÍA	203
ANEXOS	204

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Esquema general del prototipo de adquisición de datos	28
Figura 2. Dinagramas	29
Figura 3. Esquema general de un banco emulador	30
Figura 4. Sistema de cargas	31
Figura 5. Etapas del sistema de cargas	32
Figura 6. Bomba de subsuelo real.	37
Figura 7. Sistema de cargas	38
Figura 8. Sistema de palancas	41
Figura 9. Sistema de guías lineales	43
Figura 10. Topes de goma	44
Figura 11. Resortes	45
Figura 12. Sistema de resortes inicial.	47
Figura 13. Vista de la interfaz del programa de cálculo de resortes a tensión	56
Figura 14. Resultados finales de diseño para el resorte viajero.	57
Figura 15. Resultados finales de diseño para los resortes gemelos	58
Figura 16. Bomba de subsuelo a emular con el mecanismo de enganche	59
Figura 17. Sistema de enganche.	60
Figura 18. Enganche	60
Figura 19. Gancho	61
Figura 20. Bloque de succión y sus rodillos.	61
Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del gancho	63
Figura 22. Pistón o pin	70
Figura 23. Desenganche.	71
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre de la palanca	72
Figura 25. Esquema de unidad de bombeo mecánico tipo Churchill- convencional	84
Figura 26. Representación del mecanismo de 4 barras en el balancín.	86

Figura 27. Análisis dinámico del mecanismo de cuatro barras.	88
Figura 28. Interfaz programa SAM 6.1.	92
Figura 29. Construcción del mecanismo de 4 barras en el programa SAM 6.1.	93
Figura 30. Posición angular de la biela (elemento 2).	94
Figura 31. Velocidad y aceleración angular de la biela (elemento 2).	95
Figura 32. Posición angular de la viga viajera (elemento 4).	96
Figura 33. Velocidad y aceleración angular de la viga viajera (elemento 4).	97
Figura 34. Desplazamiento lineal del nodo 5	98
Figura 35. Velocidad lineal del nodo 5.	98
Figura 36. Aceleración lineal del nodo 5.	99
Figura 37. Propuesta de construcción del balancín	100
Figura 38. <i>Estructura diseñada de la base del sistema emulador.</i>	101
Figura 39. <i>Base del prototipo emulador.</i>	102
Figura 40. <i>Cambio de diseño de la estructura que soporta la viga viajera</i>	102
Figura 41. <i>Manivelas conectadas al eje de transmisión</i>	103
Figura 42. <i>Sistema de doble acción manivela-biela.</i>	104
Figura 43. Manivela.	106
Figura 44. Biela y chaflán conector.	106
Figura 45. Diseño inicial de la biela.	107
Figura 46. Tubo conector de la bielas	107
Figura 47. Viga viajera	108
Figura 48. Perfil viga Viajera.	109
Figura 49. Contrapeso	110
4.3.4. Cabezal	111
Figura 50. Cabezal	111
Figura 51. Diagrama de cuerpo libre de la viga viajera y sus componentes	112
Figura 52. Esquema del sistema de transmisión	122
Figura 53. Gráfica de los valores de V durante un ciclo de bombeo.	125
Figura 54. Gráfica de Potencia de consumo real estimada.	127
Figura 55. Motor eléctrico de tres fases.	128

Figura 56. Esquema reductor tornillo sin fin corona.	130
Figura 57. Reducción de velocidad por cadena de rodillos, piñón y corona.	133
Figura 58. Determinación coeficiente f_2 .	137
Figura 59. Nomenclatura para características de cadena.	139
Figura 60. Interfaz del programa de cálculo de transmisión por cadena.	141
Figura 61. Resultados finales de la transmisión por cadena.	142
Figura 62. Diagrama de cuerpo libre del eje.	143
Figura 63. Banco Terminado.	153
Figura 64. Transmisión	154
Figura 65. Ensamble de la base	155
Figura 66. Base con rodachines	155
Figura 67. Poste soporte de la viga viajera.	156
Figura 68. Base de las chumaceras	156
Figura 69. Sistema biela-manivela.	158
Figura 70. Pasadores y bujes	158
Figura 71. Conjunto de biela-unión	158
Figura 72. Construcción de la viga viajera.	159
Figura 73. Construcción del cabezal	160
Figura 74. Estructura del sistema de cargas.	161
Figura 75. Platina base del sistema de cargas	162
Figura 76. Tapa superior del sistema de cargas.	162
Figura 77. Sistema de enganche actual e inicial.	163
Figura 78. Sistema de desenganche	164
Figura 79. Sistema de correa para mover el encoder	165
Figura 80. Sección de pintura	165
Figura 81. Dinagrama de superficie.	166
Figura 82. Esquema general del sistema dinamométrico empleado en el banco de pruebas	167
Figura 83. Esquema general de adquisición de datos propuesto anteriormente.	168
Figura 84. Encoder incremental	169

Figura 85. Encoder Autonics tipo E50S8	170
Figura 86. Tabla de información del encoder rotatorio.	172
Figura 87. Montaje del encoder en la caja metálica.	173
Figura 88. Celda de carga Lexus SA de 500 Kg de capacidad.	175
Figura 89. Datos técnicos de la celda de carga.	177
Figura 90. Esquema del circuito de la celda de carga y sus conexiones.	178
Figura 91. Siwatool	179
Figura 92. Platinas de barra pulida.	181
Figura 93. Polea del cabezal con guaya.	182
Figura 94. Celda de carga en funcionamiento	182
Figura 95. Conexión de la celda de carga al módulo SIWAREX U.	183
Figura 96. PLC S7-300, CPU 314C-2DP con módulos integrados.	184
Figura 98. Simatic Step 7, CD	187
Figura 99. Gráfico de carga para dinagrama A	193
Figura 100. Gráfico de posición para el dinagrama A	193
Figura 101. Dinagrama A.	194
Figura 102. Gráfico de carga para el dinagrama B	195
Figura 103. Dinagrama B	195
Figura 104. Gráfico de cargas del dinagrama C.	196
Figura 105. Dinagrama C.	197
Figura 106. Gráfico de cargas para el dinagrama D	198
Figura 107. Dinagrama D.	199

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Coeficientes y exponentes para la ecuación [9].	50
Tabla 2. Datos de diseño para el resorte viajero.	57
Tabla 3 Valores de diseño para los resortes viajeros	58
Tabla 4. Propiedades del estudio	63
Tabla 5. Unidades	64
Tabla 6. Propiedades del material	64
Tabla 7. Sujeciones	65
Tabla 8. Cargas estáticas	65
Tabla 9. Información de la malla	66
Tabla 10. Fuerzas resultantes	66
Tabla 11. Resultados del estudio de tensión	67
Tabla 12. Resultado de estudios de desplazamiento	68
Tabla 13. Resultados de estudio de deformaciones unitarias	68
Tabla 14. Resultados del cálculo del factor de seguridad	69
Tabla 15. Información del modelo	73
Tabla 16. Propiedades del estudio	73
Tabla 17. Propiedades del material	74
Tabla 18. Unidades	74
Tabla 19. Sujeciones	75
Tabla 20. Cargas	75
Tabla 21. Información de la malla	76
Tabla 22. Detalles de la malla	77
Tabla 23. Fuerzas de Reacción	77
Tabla 24. Resultados del análisis de tensión.	77
Tabla 25. Resultados del análisis de desplazamientos	78
Tabla 26. Resultados del análisis de deformaciones unitarias	78
Tabla 27. Factor de seguridad	79
Tabla 28. Sujeción	80
Tabla 29. Cargas	81
Tabla 30. Reacciones en el punto O	81
Tabla 31. Análisis de resultados del cálculo de tensión.	82
Tabla 32. Resultados del cálculo de deformación.	82
Tabla 33. Análisis del cálculo del factor de seguridad.	83
Tabla 34. Información del modelo	113
Tabla 35. Propiedades del Estudio	114
Tabla 36. Unidades	114
Tabla 37. Propiedades del material	115
Tabla 38. Sujeciones	116
Tabla 39. Cargas	117
Tabla 40. Fuerza resultante.	117
Tabla 41. Resultados análisis de tensión.	118
Tabla 43. Resultados del análisis de Deformaciones unitarias.	119

Tabla 44. Resultados del cálculo de factor de seguridad.	120
Tabla 45. Registro de valores para cálculo estimado de la potencia consumida.	126
Tabla 46. Generalidades del Motor.	129
Tabla 47. Especificaciones generales del reductor tornillo sin-fin corona.	131
Tabla 48. Determinación coeficiente f1	136
Tabla 49. Determinación del coeficiente f3.	138
Tabla 50. Propiedades de estudio.	144
Tabla 51. Unidades.	144
Tabla 52. Propiedades del material.	145
Tabla 53. Sujeciones y apoyos.	146
Tabla 54. Cargas.	147
Tabla 55. Información de la malla.	147
Tabla 56. Detalles del análisis de malla.	148
Tabla 57. Fuerzas Resultantes	148
Tabla 58. Resultado de análisis de tensiones.	149
Tabla 59. Resultado del análisis de desplazamiento.	150
Tabla 60. Resultados del análisis de deformaciones unitarias.	150
Tabla 61. Resultado del análisis por fatiga.	151
Tabla 62. Calculo del factor de seguridad	152
Tabla 63. Datos técnicos del encoder incremental.	171
Tabla 64. Datos técnicos para el módulo Siwax U	178
Tabla 65. Valores de posición obtenido mediante PLC	189
Tabla 66. Errores absolutos	190
Tabla 67. Valores teóricos para el registro de carga	191

TABLA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A: Marco Teórico.	205
Anexo B: Tabla de Resultados para el Análisis Dinámico	215
Anexo C Datos Obtenidos Con El Simatic	217
Anexo D Planos	223

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL.*

AUTORES: ESPINOSA CHILITO Lesstherd Dasaveth,
PARDO GALVIS Cristian Dario.**

PALABRAS CLAVES: Diseño de balancín, adquisición de datos, dinagramas, emulador de cargas, unidad de bombeo convencional de petróleo, sistema dinamométrico.

DESCRIPCIÓN:

El diagnóstico, mantenimiento y la optimización de los sistemas de levantamiento artificial de crudo son intereses fundamentales en el sector de producción de petróleo, el cual juega un papel muy importante en el sistema energético y de materia prima en general. Como herramienta principal de tal objeto se hace uso de una gráfica denominada carta dinagráfica o dinagramas, los cuales consisten en la toma de datos de los valores de carga y posición presentes en la barra pulida, en donde la forma generada por cada condición de estos parámetros originan un diagnóstico de un posible problema presente en el sistema de bombeo.

El desarrollo de nuevas metodologías de diagnóstico o de adquisición de los parámetros relevantes en el bombeo mecánico de petróleo requiere la aplicación de estudios que contribuyan a mejorar los procesos ya existentes y del trabajo de distintos grupos de investigación, los cuales acercan al desarrollo industrial del proceso y a los estudiantes de carreras afines.

Para los requerimientos de desarrollo inicial de las investigaciones que se ejecuten en beneficio de la optimización de los sistemas de bombeo, surge la necesidad de construir un prototipo emulador de cargas, en el que se destaca el diseño de un sistema de transmisión, un mecanismo de emulación dinámica del balancín y un sistema de cargas que genera un patrón de carga y posición acorde a los valores obtenidos en la adquisición de datos de una unidad de bombeo artificial de crudo tipo convencional. Adicionalmente, la infraestructura de emulación cuenta con la capacidad de generar distintos tipos de cartas dinagráficas, los cuales se miden mediante el uso de dispositivos de sensado de carga y posición, posteriormente procesados mediante el uso de un autómatá programable y un software de adquisición de señal.

* Proyecto de Grado

** Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica .Ing. Jorge Enrique MenesesFlórez.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A LOADS PROTOTYPE EMULATOR BANK OF AN ARTIFICIAL CONVENTIONAL OIL LIFTING.*

AUTHORS: ESPINOSA CHILITO Lesstherd Dasaveth,**
PARDO GALVIS Cristian Dario.

KEY WORDS: Balancer design, data acquisition, dyna cards, loads emulator, conventional oil pumping unit, dynamometer system.

DESCRIPTION:

Diagnosing, maintenance and optimization of oil artificial lift system are fundamental interests in the oil production sector, which plays an important role in energy system and feedstock. As a main object tool, it uses a graph called dyna cards or dynagraph, which consist of data collection of load and position values present in the polished rod, where the shape generate in each condition of these parameters originate a diagnosis of a potential problem in the pumping system.

The development of new methods of diagnosis or acquisition of the relevant parameters in the oil mechanical pumping requires the application of research to help improve existing processes yet and the task of different research groups, which approach industrial development process and students in related careers.

For the initial development requirements to run investigations in support of optimizing pumping systems, it arises the requirement to build prototype loads emulators, which include development of a transmission system, a mechanism balancer dynamic emulation system and loads emulator that generates load and position data according to the values obtained in data acquisition from an artificial pumping unit of conventional crude. Additionally, emulation infrastructure has the ability to generate different types of dynagraph cards, which are measured using devices of load and position sensing, and then processed using a programmable controller and signal acquisition software.

* Graduation Project

** Industrial University of Santander. Faculty of Physical – Mechanical Engineering. Mechanical Engineering School. Eng. Jorge Enrique Meneses Flórez.

INTRODUCCIÓN

La extracción de petróleo por medio de un sistema de bombeo mecánico es el más usado a nivel nacional, dado que es un mecanismo de diseño sencillo, con facilidad instalación de un pozo a otro, y además es un método muy versátil en cuanto su puesta en marcha y mantenimiento; ligado a estas características también cabe destacar su particularidad de ser un sistema económico, cumpliendo con muchas de las expectativas principales en el momento de selección de un proceso de levantamiento artificial en determinado pozo.

Para lograr la optimización de los procesos de bombeo de petróleo, es necesario recurrir a nuevas tecnologías e investigaciones, cuyo fin sea la de mejorar la eficiencia en cuanto la extracción de crudo se refiere. Dicho esto, se requiere un enlace entre la industria petrolera y los centros de investigación, relacionando estos últimos con la academia, donde se observen los fenómenos presentes en el proceso, y luego implementar tácticas teóricas para posteriormente desarrollar el diagnóstico de determinado problema, donde luego se proceda al desarrollo de una conveniente solución.

La Universidad Industrial de Santander no es ajena a este tipo de enlace industria-academia, ya que en 2006 firmó un convenio con Ecopetrol, dando como resultado el nacimiento de Campo Escuela Colorado -CEC- cuyo objetivo es acercar al estudiantado a la formación de profesionales con perfil de aplicación en el campo de la producción de petróleo.

A su vez, la Escuela de Ingeniería Mecánica, a través del Laboratorio de Automatización Industrial ha querido vincularse al proceso anteriormente dicho, por medio del desarrollo de proyectos de grado en los cuales se incursione en la

investigación de distintos parámetros de la producción de crudo, como es el caso de desarrollo de hardware y software para la adquisición de datos de absoluta relevancia en el monitoreo y diagnóstico de las distintas variables del bombeo mecánico, así como la de elaboración de bancos de pruebas para realizar ensayos preliminares de los distintos prototipos desarrollados en la academia para obtener la carta dinamométrica.

A partir de esta iniciativa, se plantea el presente proyecto de grado, con el cual se pretende emular procesos de producción de petróleo mediante el sistema de bombeo mecánico, abarcando parámetros tales como las cargas en los diferentes puntos críticos del mecanismo, especialmente en la barra pulida, así como consideraciones geométricas y dinámicas presentes en un levantamiento artificial real en pozo.

De esta manera, se presenta el proyecto **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL”**, proyecto en el cual se incentiva a la investigación en el área de la industria petrolera, permitiendo realizar la fase de pruebas de cualquier proyecto de grado aplicable a la producción de crudo real, siguiendo parámetros como de optimización, nuevas propuestas de medición dinagráfica y modelos dinámicos que permitan aumentar la eficiencia en pozo.

1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETRÓLEO TIPO CONVENCIONAL

1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Desde hace ya muchos años, la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, se ha caracterizado por la formación íntegra de cada uno de sus egresados, impulsando el desarrollo investigativo y tecnológico de los distintos campos de aplicación en la industria, haciendo estrecha la línea que separa la formación académica con la ejecución de proyectos en las distintas empresas de ámbito nacional e internacional.

Desde el año 2006, existe un convenio de colaboración empresarial entre la Universidad Industrial de Santander y Ecopetrol S.A., del cual nace Campo Escuela Colorado -CEC-, un gran laboratorio en el cual los estudiantes pueden elaborar distintos tipos de estudios teórico-prácticos basados en las necesidades presentes en un pozo de producción real, así como su puesta en marcha y optimización de los procesos de extracción de crudo, además del monitoreo de variables vinculadas en el mantenimiento del sistema de bombeo, tanto de la bomba de superficie como la de subsuelo.

Una de las herramientas más útiles para el estudio del comportamiento del sistema de levantamiento artificial es el dinagrama, el cual se obtiene por medio de la relación carga-posición presente en la barra pulida, siendo estos parámetros medibles mediante el uso de una celda de carga. Estos registros de valores son una estrategia muy eficiente en el momento de evaluar situaciones de falla en el equipo en general, puesto que tomando los valores de las fuerzas en el equipo de superficie, y posteriormente reevaluando estas mediante el uso de la ecuación de

onda, se puede obtener una nueva carta la cual evidencia el comportamiento de la bomba de subsuelo; en la carta dinamométrica de la bomba de subsuelo se grafica un patrón de cargas que, al variar sus resultados, se puede establecer el tipo de falencia que está perjudicando la producción.

Actualmente en la Universidad Industrial de Santander -UIS- se está desarrollando un proyecto investigativo el cual pretende obtener el dinagrama por medio de las variables eléctricas instantáneas en el motor de inducción, aplicado a un determinado pozo en CEC¹, cuya metodología es hacer adquisición de datos mediante el uso de hardware y software especializado, tomar valores de tensión y voltaje, para luego convertir estos datos en potencia eléctrica. Posteriormente se obtiene el torque dinámico de la caja de engranajes, se procesa esta información de acuerdo a la cinemática del sistema de bombeo tipo convencional, se calcula la fuerza que actúa en la barra pulida y así se obtiene la carta dinamométrica.

Para llevar a cabo la nueva línea de investigación, se requiere de un sinnúmero de pruebas las cuales promuevan el desarrollo tanto de los equipos a utilizar, como el taraje de las unidades de toma de datos del sistema, para que de esta manera se logren resultados con un alto grado de precisión; sin embargo, realizar estas pruebas de fase inicial es complicado, ya que habría que disponer del desplazamiento de equipos y personal a campo, así como la parada de producción en pozo sin tener una experiencia inicial para establecer si los métodos de adquisición de datos son confiables.

Teniendo en cuenta las dificultades que se presentan en el desarrollo de la fase inicial del proyecto anteriormente argumentadas, surge la necesidad de adquirir una infraestructura la cual emule un sistema de cargas y relaciones geométricas presentes en un sistema de levantamiento artificial de petróleo activo en campo, este mediante un proyecto de grado ejecutado por estudiantes de Ingeniería

¹ Campo Escuela Colorado.

Mecánica. Con lo anterior se reducirían considerablemente los tiempos en el desarrollo de la investigación de la obtención de cartas dinagráficas, además de una ganancia económica al no hacerse paradas en la producción en pozo para pruebas de ensayo en los equipos y software asignados para la medición de las variables de carga-posición

1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Para poder solucionar los inconvenientes presentes en la utilización de los equipos que se utilizan en el proceso de extracción de petróleo para la aplicación de trabajos de grado y asimismo la implementación de tecnologías desarrolladas con la habilidad del estudiantado, es necesario elaborar una infraestructura a nivel de laboratorio que logre modelar mecanismos utilizados en el sector, y que en gran medida emule distintos parámetros que son objeto de estudio para el control de fallas y optimización de la producción como lo son el monitoreo de cargas en la barra pulida y las variables eléctricas del motor de inducción en estado dinámico.

De igual manera, se pretende impulsar una metodología de investigación de la obtención del dinagrama a partir de los datos eléctricos de entrada en el motor, dando un punto de partida al desarrollo de producción de petróleo en pozos inteligentes, al poder registrar constantemente los valores de carga presentes sin la tediosa necesidad de desplazar equipo y mano de obra directamente a campo, reemplazando estos por software y hardware de sensado y adquisición de datos, para tener un control remoto en el diagnóstico y puesta en marcha del sistema de levantamiento artificial.

Además, con la ejecución de un proyecto que logre emular distintos fenómenos de movimiento y cargas presente un sistema real de extracción de petróleo tipo convencional, se logra beneficiar el desarrollo de dicha investigación, dado que

facilitaría de notoria manera su ejecución inicial al no tener la necesidad de trasladarse hasta CEC para realizar ensayos de prueba de los dispositivos de censado y adquisición de datos, haciéndose estos en laboratorio.

Dicho banco necesitará de parámetros inalterables en su construcción, por ejemplo, tener un diseño geométrico similar al de un sistema de levantamiento artificial tipo convencional, ya que este tipo de unidad de bombeo es el más utilizado en la producción de petróleo a nivel mundial. También, habrá la necesidad de diseñar su capacidad motriz mediante el uso de un motor de inducción trifásico, debido al requerimiento de registrar variables eléctricas durante su funcionamiento, para así obtener resultados mucho más viables en el proceso de emulación. Además, el sistema emulador de cargas deberá ser flexible, teniendo la capacidad de tomar distintos tipos de dinagramas, con el fin de poder registrar diferentes comportamientos en el banco, tal como sucede en la extracción de crudo en campo.

1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1. Objetivo General

Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander en la generación y adecuación de conocimientos de importancia en el desarrollo de la optimización del uso de los recursos energéticos mediante el diseño y construcción de un equipo de pruebas con énfasis en la investigación del área del petróleo.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Diseñar y construir un banco prototipo emulador de un sistema de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional, apto para el sensado y registro de variables eléctricas y cargas. Dicho banco de pruebas consta de un

balancín y un sistema de cargas, los cuales deben seguir las siguientes especificaciones.

Balancín

Emular el comportamiento cinemático del banco de pruebas mediante un balancín el cual cumplirá con los parámetros geométricos de una unidad de bombeo convencional de extracción de petróleo.

- Dimensiones máximas del balancín:

Alto: 1.40 metros.

Ancho: 0.50 metros.

Largo: 1.40 metros.

- La velocidad de levantamiento a emular tendrá valores que oscilarán entre 0 y 20 carreras por minuto.
- La generación de movimiento del balancín se efectuará mediante un motor trifásico de corriente alterna.

Sistema De Cargas.

Emular las cargas mediante un sistema dinámico tipo masa resorte, cuya disposición permitirá el registro de distintos tipos de diagramas carga-posición (dinagrama).

- Dimensiones máximas del sistema de cargas:

Alto: 0.635 metros.

Ancho: 0.41 metros.

Largo: 0.26 metros.

- El sistema emulador de cargas tendrá una capacidad de carga máxima de 60 kilogramos

- La emulación de cargas contará con un valor de desplazamiento (carrera) máximo de 15 pulgadas.
- Realizar el registro de carga-posición (dinagrama) del comportamiento dinámico del banco de pruebas mediante el uso de un sistema dinamométrico, el cual consta de una celda de carga y un acelerómetro; el registro de los valores se harán mediante una tarjeta de adquisición de datos NI-DAQ y en el entorno LAB-VIEW².
- Elaborar un manual de operación del banco de pruebas donde se especificará la puesta en marcha y mantenimiento del mismo, para su correcta manipulación y solución de dudas planteadas por el operario.
- Elaborar los planos de construcción y ensamble del balancín y del emulador de cargas utilizando herramientas de CAD-CAE.

²Sujeto a cambios en la adquisición de datos. Ver capítulo 7.

2. SÍNTESIS: PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN EQUIPO DE LEVANTAMIENTO MECÁNICO TIPO CHURCHILL-CONVENCIONAL.

Una vez determinadas las necesidades y los objetivos que se pretenden desarrollar en el trabajo de grado, y luego de analizar varias alternativas, se diseñó y construyó un banco emulador de cargas y comportamiento cinemático en general, teniendo como punto de partida un equipo de bombeo mecánico tipo Churchill convencional³ (Figura 1, esquema 1).

Figura 1. Esquema general del prototipo de adquisición de datos



Fuente: Autores

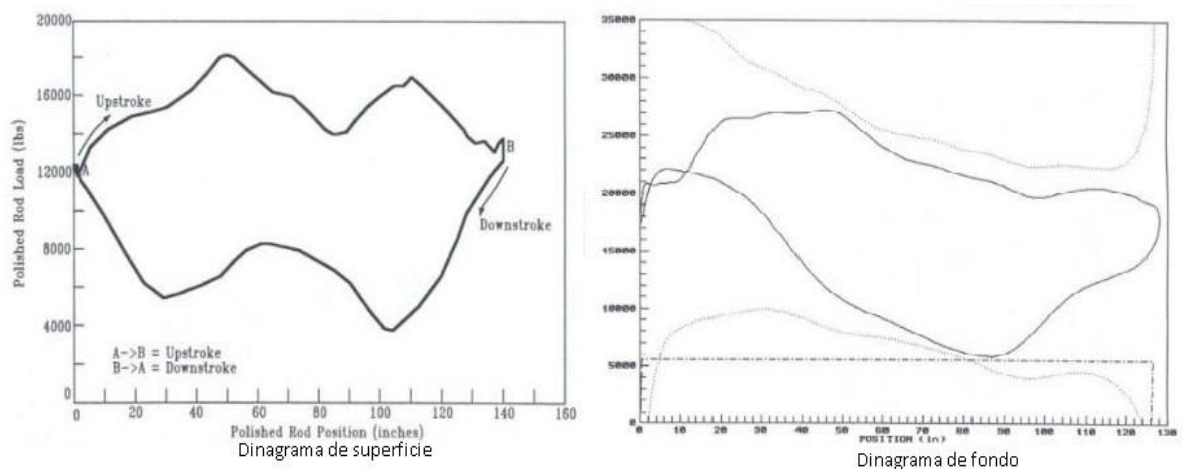
³Modelo según catálogo Lufkin, con modificaciones acorde a las necesidades y recursos.

La idea de desarrollar este proyecto surge de la insuficiencia de equipos técnicos a nivel de laboratorio o de investigación, que den una idea real o teórica acerca del análisis de pozos (Figura 1, esquemas 2 y 3), de campo inteligente y de la lectura de los datos dinagráficos, es por eso que las cartas dinagráficas son de vital importancia en el sector petrolero.

Un dinagrama es una carta o una gráfica que relaciona las curvas de esfuerzo versus desplazamiento (Figura 1, esquema 4 y 5) de un equipo de levantamiento artificial de crudo; estos instrumentos de medición permiten realizar el diagnóstico del pozo de un campo petrolero a lo largo de sus ciclos de operación. Dicho diagnóstico es muy complejo, pues permite ver los múltiples comportamientos que pueden ocurrir en un yacimiento. Los resultados tienen cierta flexibilidad la cual va relacionada con fallas mecánicas o vibraciones entre otras.

Cabe resaltar que hay dos tipos de dinagramas uno de superficie (relaciona posición y carga en la superficie de pozo), y el otro es dinagrama de fondo (cálculo matemático hecho al dinagrama de superficie) (Figura 2).

Figura 2. Dinagramas

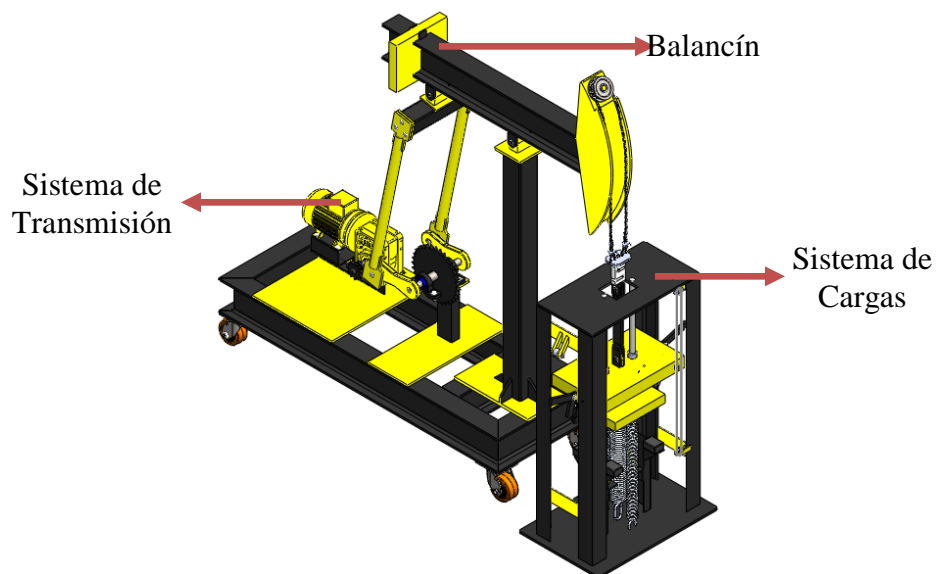


Fuente. THETA ENTERPRISE

Para registrar los resultados de una carta dinagráfica (Figura 1, esquema 7) se necesita un sistema dinamométrico el cual es un equipo que consta de una o varias celdas de carga (sensor de carga), además de un transductor de posición (sensor de posición) (Figura 1, esquema 6).

Es por eso que para lograr un resultado cuasi-real se diseñó y construyó un prototipo de levantamiento mecánico tipo Churchill-convencional (Figura 3), que emula un patrón de carga y posición, debido a la complejidad de usar los equipos de campo, tanto por la inasequibilidad de los pozos, como de la imposible interrupción de un proceso de operación.

Figura 3. Esquema general de un banco emulador

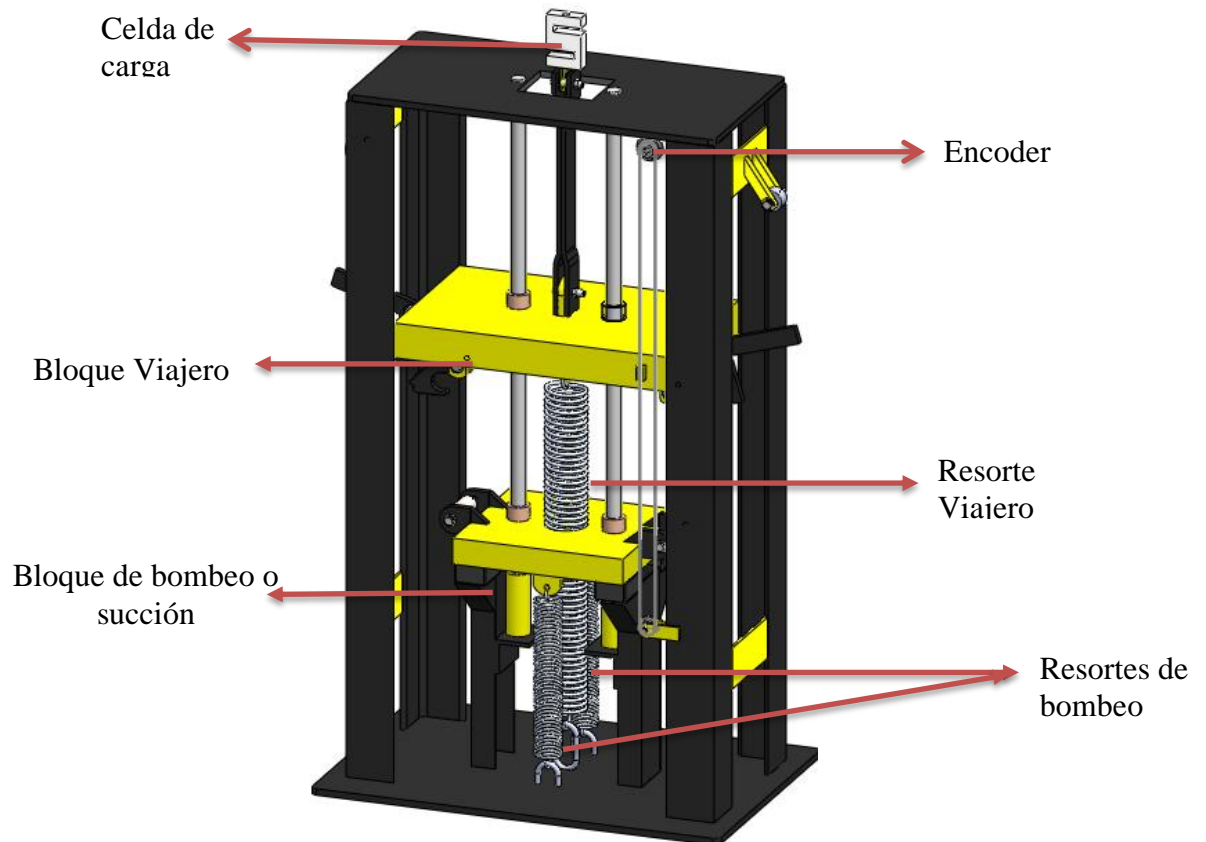


Fuente. Autores

Se diseñó un sistema de cargas adaptado a la unidad de levantamiento, el cual emula la carga de la sarta de varillas, así como la carga fluido; la acción de un motor el cual mueve la unidad de bombeo transformando un movimiento rotacional

en movimiento lineal vertical, y a su vez esta permite que haya un movimiento alternativo, logrando emular el movimiento de la sarta de varillas.

Figura 4. Sistema de cargas



Fuente. Autores

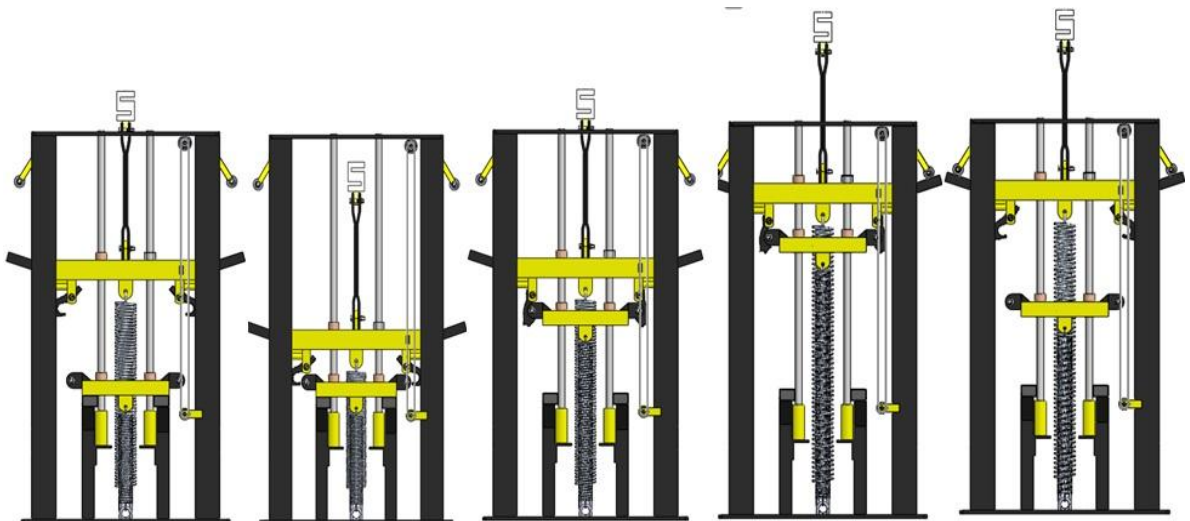
En el sistema de cargas se puede hacer una comparación con los instrumentos de las unidades reales; visto de este modo, las unidades reales poseen una sarta de varillas las cuales son una carga fija, así como en el prototipo hay un bloque o pesa de acero al cual llamaremos bloque viajero conectado fijamente al cabezal del machín mediante una platina, el cual hace las veces de sarta de varillas, dato fijo en el análisis del dinagrama, además en un sistema real el bombeo de fluido es una carga la cual se emula mediante otro bloque de menor volumen al cual llamaremos bloque de bombeo o succión el cual realiza un recorrido desde el

punto inferior hasta el punto superior (carrera) mediante la acción de un par de ganchos que trasladan el bloque de bombeo con el bloque viajero, al llegar al punto superior los ganchos se abren, al accionar una palanca para soltar el bloque de succión permitiendo que el mismo llegue al punto muerto inferior del recorrido.

El sistema de caja emuladora permite emular el movimiento alternativo de la barra pulida así como el movimiento cíclico de las cargas de succión.

Para la adquisición de datos de carga se implementó un sensor de carga, una celda de carga tipo S conectada entre el cabezal de la unidad y el soporte de bloque viajero.

Figura 5. Etapas del sistema de cargas



Fuente. Autores.

Una vez ajustado el sistema de carga, se debe acoplar el sistema de adquisición de datos de posición, el cual se realiza mediante un encoder, el cual fue sujeto a la tapa superior de la estructura mediante un brida de acero y al cual se le agregó un eje con una polea en su extremo, para allí permitir el movimiento de una correa que va sujeta al bloque viajero, permitiendo marcar un desplazamiento desde el

punto muerto inferior hasta el punto muerto superior (carrera), transmitiendo una serie de pulsos los cuales permiten ver la ubicación en cualquier momento de la carrera.

Finalmente al estar desarrollado el sistema de cargas, para la obtención del dinagrama superficial de dicha unidad se deben conocer las variables de carga y posición, obtenidas del sensor de carga (celda de carga) como del sensor de desplazamiento (Encoder), para que sean relacionadas y así construir su respectiva carta dinagráfica.

Además el prototipo permite ver diferentes tipos de comportamiento dinagráficos, pues posee una serie de elementos que son sustituibles o desmontables, el mecanismo de cargas tiene dos tipos de resortes desmontables, el primero es un resorte a tensión montando desde la base del sistema de cargas al bloque viajero al cual llamaremos resorte viajero, y el otro tipo de resorte es un par de resortes a tensión que van desde la base hasta el bloque de bombeo, permitiendo realizar un juego entre ellos para así obtener múltiples dinagramas entre los cuales están:

- Dinagrama solo con el bloque viajero y de succión.
- Dinagrama con el bloque viajero y de succión y el resorte viajero.
- Dinagrama con el bloque viajero y de succión y el resorte de succión.
- Dinagrama con los bloques viajero y succión y los resortes viajero y de succión.
- Dinagrama con el bloque viajero y resorte viajero.

3. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CARGAS

En el siguiente capítulo se explicará en detalle el proceso de consideración de datos relevantes, diseño del sistema de cargas y selección de la metodología adoptada para lograr el patrón de emulación de las fuerzas que se generan en la bomba de subsuelo al ser movida por un movimiento alternante que proviene del balancín, o mejor conocido como la bomba de superficie.

El sistema de cargas consiste principalmente de dos pesas hechas de acero estructural ASTM A36; la masa que viaja junto con el cabezal la llamaremos pesa viajera, mientras que la más pequeña se le asignó el nombre de pesa de bombeo o succión, debido a que esta emula el comportamiento de cargas de fluido presente en la bomba de subsuelo real.

Para lograr la naturaleza del movimiento del bombeo, en la cual se requiere que en el PMI⁴ la pesa de bombeo se adhiera al movimiento alternante de la pesa viajera, y posteriormente en el PMS⁵ la pesa de bombeo se suelte para la emulación de la entrega del paquete de fluido al sistema de tuberías de superficie, se diseñó un mecanismo de enganche para la sujeción de la masa pequeña, y otro mecanismo para el desenganche de esta pesa, el cual se denominó mecanismo de desenganche por palancas, el cual entraremos en detalle un poco más adelante.

Adicionalmente se diseñó una estructura metálica en la cual van contenidas las dos estructuras mencionadas anteriormente, además de un sistema de guiado lineal, de acero ASTM 4140, un sistema de amortiguación para la caída de la pesa

⁴ Punto muerto inferior.

⁵ Punto muerto superior.

de bombeo y espacio para la ubicación de tres resortes, los cuales harán variar el comportamiento de cargas para obtener más de una carta dinagráfica.

3.1. CONSIDERACIONES DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE CARGAS

El sistema de cargas tiene como claro objetivo emular el comportamiento dinámico y de fuerza presente en la bomba de subsuelo, la cual, por medio de la potencia transmitida desde la bomba de superficie (balancín) extrae petróleo del pozo que se encuentra a determinada profundidad, cuyo comportamiento es el de una bomba de desplazamiento positivo.

La emulación de la carga y posición es de vital importancia para el presente trabajo, debido a que el objeto final es obtener la carta dinagráfica. Por lo cual se deben tener claramente establecido los aspectos más relevantes de la bomba de subsuelo, para así acercar la adquisición de datos del banco de pruebas lo más posible a la realidad. Teniendo lo anteriormente dicho claro, se deben establecer los registros iniciales de diseño, en los cuales se desarrollaron todos los cálculos posteriores que arrojaron como resultado el diseño y la construcción del banco de pruebas emulador de cargas.

Entre las variables más importantes para tener en cuenta en el diseño del sistema de cargas, así como del diseño total de la máquina, se encuentran:

- Carga a levantar.
- Carrera recorrida por la sarta de varillas (en nuestro caso la pesa viajera).
- Velocidad de carrera.
- Dimensión y geometría en general.

3.1.1. Carga A Levantar

De acuerdo a lo estipulado en el plan de proyecto de grado, se establece para conveniencia del trabajo así como de las posteriores investigaciones, que la carga máxima a generar es de **120 kilogramos**, de los cuales 60 kilogramos fueron designados para las pesas, y los 60 kilogramos restantes fueron designados como dato de diseño para los resortes de tensión, cuya interpretación será esclarecida más adelante.

3.1.2. Carrera Recorrida

Para este dato, también se generó un valor conveniente para la utilización de equipos de registro de posición, como también se tuvo en cuenta las dimensiones del banco en general, y la viabilidad de desarrollar este parámetro sin que entrara en conflicto con los demás componentes del banco de pruebas. Por ende, y según lo estipulado en el plan de proyecto de grado, se definió como valor de carrera máxima **15 pulgadas**; después de desarrollar el diseño y la construcción del banco, la medida neta es de **13 pulgadas**, valor que dependió de la determinación de las dimensiones del mecanismo manivela-biela-balancín.

3.1.3. Velocidad de Carrera

Aunque este valor no es muy influyente en el diseño y selección del sistema de cargas, si lo es para el sistema de transmisión y el balancín. Este valor se tomó teniendo en cuenta las velocidades de carrera de un sistema de levantamiento artificial real en campo escuela colorado–CEC- los cuales oscilan entre **8 y 12 carreras por minuto**. En el plan se estipuló un rango entre 0 y 20 carreras por minuto, y una vez establecido el diseño del sistema de transmisión, este valor dio como resultado final **13 carreras por minuto**.

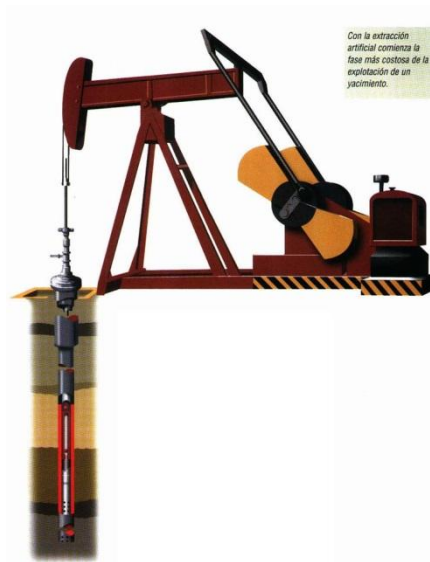
3.1.4. Dimensión y Geometría En General

Mencionado anteriormente, el sistema de cargas es un conjunto de mecanismos y accesorios contenidos en una caja metálica compuesta por una tapa superior e inferior, y estas unidas por 4 perfiles en L en cada una de sus esquinas.

De acuerdo a los parámetros del sistema emulador en general, y teniendo en cuenta la carrera y el espacio máximo a utilizar, se establece que las dimensiones máximas para la caja del sistema emulador son:

- Alto: **40 pulgadas.**
- Ancho: **21.26 pulgadas.**
- Largo: **11 pulgadas.**

Figura 6. Bomba de subsuelo real.



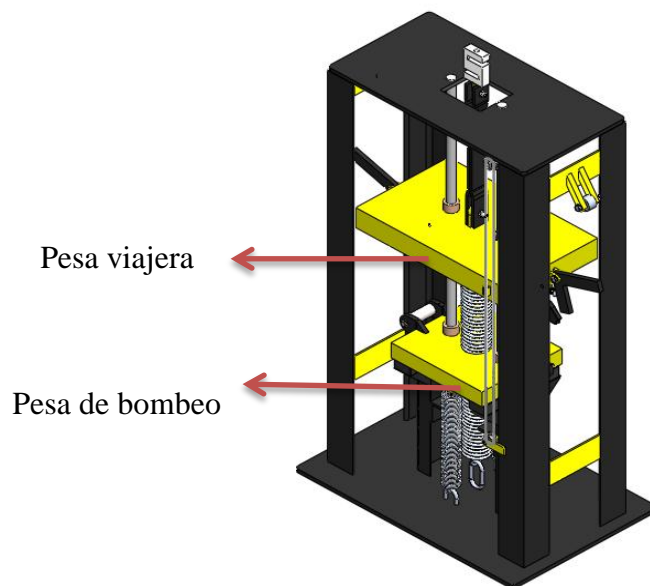
Fuente: <http://www.taringa.net/posts/imagenes/9071054/Para-aprender-sobre-el-Petroleo.html> .

3.2. SELECCIÓN DE LAS PESAS

Como se mencionó anteriormente, las pesas tienen como objetivo fundamental emular las cargas más notorias presentes en el bombeo mecánico de petróleo, específicamente hablando, las cargas de mayor trascendencia que ocurren en la barra pulida (figura 6).

Teniendo en cuenta que la barra pulida es el elemento el cual se inspecciona mediante la celda de carga, se debe tener en cuenta las cargas registradas en la sarta de varillas, así como la característica de las cargas en el fenómeno de bombeo mediante un dispositivo de desplazamiento positivo (bomba de subsuelo), se opta por distribuir la carga en dos partes, las cuales llamamos pesa viajera, cuya función será la de emular el peso de la sarta, fijo durante todo el proceso de levantamiento artificial, y otra que llamamos pesa de bombeo, la cual representa el paquete de fluido entregado una vez se ejecuta el ciclo de succión de petróleo (Figura 7).

Figura 7. Sistema de cargas



Fuente. Autores

De esta manera, se debió distribuir los 60 Kg-f disponibles para el sistema de pesas, en donde se debe tener en cuenta la representación de estas en el bombeo real.

3.2.1. Pesa Viajera

Debido a que representa el peso de la sarta de varillas, esta carga ha de ser mucho más grande respecto a la de bombeo; cabe resaltar que esta pesa siempre estará unida al balancín por medio de una cuerda metálica y un elemento de platina que representa la barra pulida.

Así, la carga que se asignó para la pesa viajera fue **40 Kg-f**. Debido a que una masa de 40 kilogramos es de un gran volumen de acuerdo a la densidad que ocupa, se hace necesario utilizar un material que sea fácil de conseguir en el mercado local, además que no ocupe gran espacio debido a la limitación de tamaño del banco de pruebas emulador. Teniendo en cuenta los parámetros anteriores, se decidió usar como material de carga **acero estructural A36**, asequible en la industria y con un valor monetario razonable.

Ahora, surge la necesidad de calcular las dimensiones de la pesa viajera para establecer un ordenamiento espacial dentro del contenido de la caja metálica. Además, se necesita normalizar su calibre para adquirir el material en el mercado; las variables de entrada para realizar el cálculo del grosor de la placa son:

- $\rho_{A36} = 7860 \frac{Kg}{m^3}$, densidad del acero A36
- $a = 0,41 \text{ m}$, ancho máximo de la pesa viajera.
- $b = 0,225 \text{ m}$, largo máximo de la pesa viajera.

Con estos valores máximos, y con la carga ya establecida, se procede a calcular el calibre de la placa de acero, de acuerdo a:

$$\rho_{A36} = \frac{m}{v}, y v = a. b. h$$

Donde v es el volumen de la placa, m la masa de la placa (40 Kg) y h el grosor de la misma.

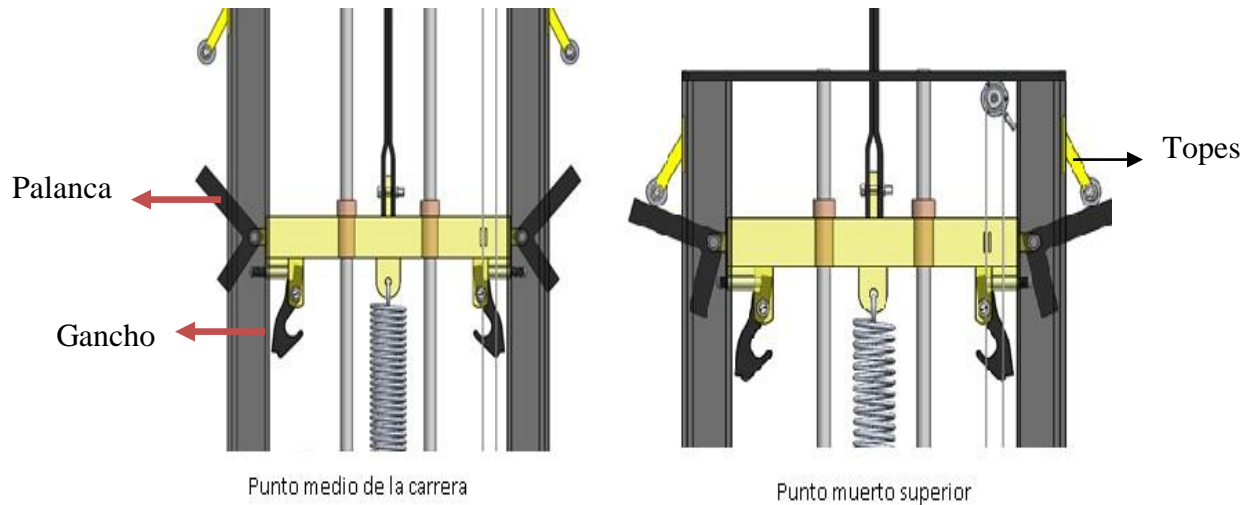
Realizando las operaciones respectivas, obtenemos que el valor del calibre es de $h=0,05512$ metros; para normalizar, necesitamos el valor en pulgadas, el cual tiene como valor $h=2.17$ pulgadas. De acuerdo con esta información, el valor de calibre más acertado fue el de ***h=2 pulgadas***. Con este valor de espesor, la masa de la platina es de 38 kg, sin contar el peso de los accesorios adicionales.

3.2.2. Pesa De Bombeo

La pesa de bombeo es una pieza importante debido a que es la representación del fluido que se succiona desde el pozo en la profundidad hasta la superficie; entonces, esta carga, y su característico movimiento son los que se grafican en la carta dinográfica.

Cabe resaltar que esta pesa no está fija en el movimiento alternante del balancín y la pesa viajera; en cambio esta presentará un movimiento controlado, junto con el sistema en general en movimiento ascendente, empezando desde PMI. Posteriormente, una vez alcanzado el PMS, mediante el mecanismo de palanca (*Figura 8*), la pesa de bombeo se soltará, con lo cual caerá debido a su propio peso. Esta fase representará la entrega del petróleo desde el pozo hasta la superficie, logrando así una aproximación por vías mecánicas del proceso del levantamiento artificial de petróleo.

Figura 8. Sistema de palancas



Fuente. Autores

Considerando lo anterior, se determinó que este peso ha de ser inferior al representado por la pesa viajera, y cuyo valor es de **20 Kg**, para completar los 60 Kg totales que se estableció como carga máxima del conjunto del sistema de cargas.

Nuevamente se utiliza como material de selección el acero **A36**, y sus dimensiones de superficie varían respecto a la pesa viajera, debido a que se requiere espacio entre un bloque y otro para la construcción del mecanismo de enganche y de palanca, los cuales serán explicados más adelante.

Repitiendo las fórmulas y el cálculo del numeral 3.2.1, se establece el valor del calibre para esta platina, cuyos valores de platina son:

- $a = 0,25 \text{ m}$, ancho de la pesa de bombeo
- $b = 0,22 \text{ m}$, largo de la pesa de bombeo
- $\rho_{A36} = 7860 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$, densidad del acero A36

Según estos valores, tenemos que el valor del calibre de esta platina es **$h=0,0381\text{m}$** , cuyo valor aproximado y normalizado para su obtención en el mercado es de **$h=1.5$ pulgadas**.

3.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE GUIADO LINEAL

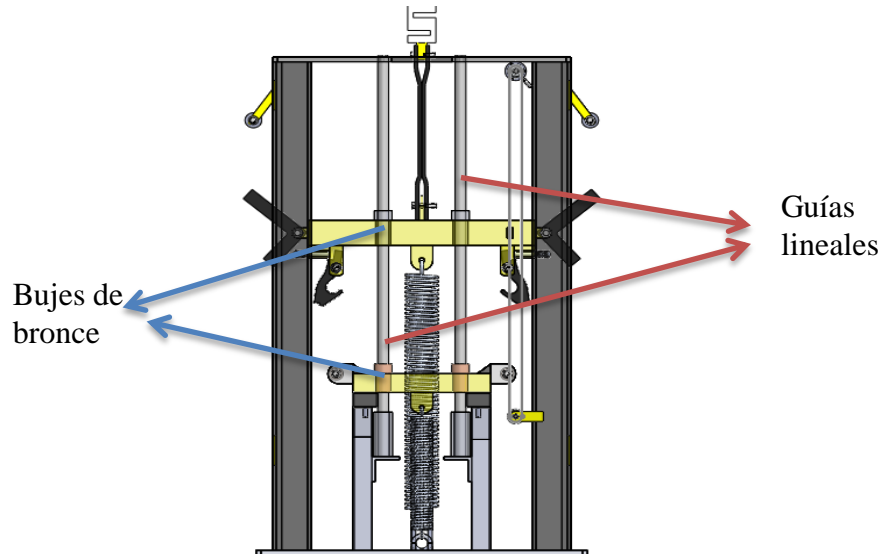
Debido a la naturaleza del movimiento recíproco de las pesas, y también a la precisión requerida por el mecanismo de enganche, se hace necesario que el movimiento de los dos bloques sea en un solo sentido vertical, además que no sea permitido un movimiento horizontal relativo puesto que se correrían grandes riesgos de lesiones debido a la caída libre de la pesa de bombeo.

Atendiendo las consideraciones anteriores, se hace indispensable el uso de un sistema de guiado lineal (*Figura 9*), el cual nos permita sincronía entre el movimiento de las cargas, además de evitar la volcadura de la pesa de bombeo debido a su naturaleza de caída libre en descenso; este sistema requiere de importantes parámetros, como el de su valor de adquisición, así como de fácil montaje y mantenimiento.

En primera instancia, se determinó que dicho sistema deberá atravesar los dos bloques, debido a la diferencia de sus dimensiones; también, se estableció que este sistema estará fijo a la placa superior de la caja metálica, y con holgura en su extremo inferior, para de esta forma evitar esfuerzos por flexión indeseados. Adicionalmente, se recomendó utilizar dos puntos de guiado lineal, para los efectos de volcadura, y estos tienen que estar equidistantes del centro geométrico de cada una de las pesas, con el fin de establecer un equilibrio adecuado durante el funcionamiento.

Teniendo en cuenta los anteriores parámetros, se determinó que el sistema de guiado lineal consistiera en 2 barras de acero, de buena dureza, de perfil circular, que atraviesa tanto la pesa viajera como la pesa de bombeo, de 20 mm de diámetro.

Figura 9. Sistema de guías lineales



Fuente. Autores.

También se requiere que el deslizamiento sea lo más suave posible para evitar pérdidas de potencia debido a fricción, así que se recomendó el uso de **camisas de bronce** para cada uno de los orificios hechos en los bloques de carga (*figura 9*).

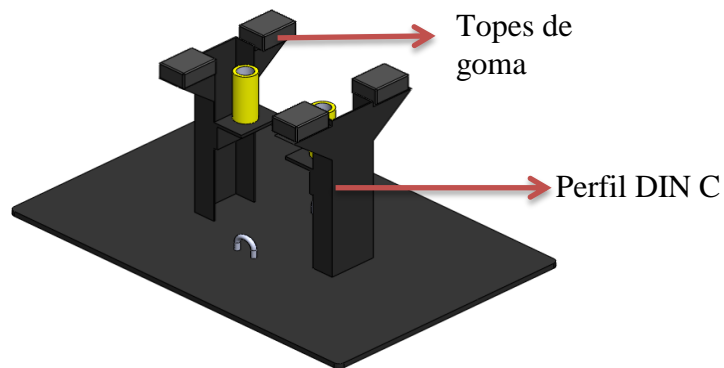
Los detalles adicionales serán contemplados en el capítulo 6, donde se especificará el proceso de construcción del sistema de cargas.

3.4. ACCESORIOS DE AMORTIGUACIÓN

Debido a la caída libre de la pesa de bombeo en el sistema de cargas, es necesario absorber este golpe para no ocasionar daños por impacto a la estructura de la caja metálica.

A su vez, se hizo importante tener en cuenta el parámetro de adquisición de las cargas, porque al crearse un choque fuerte entre la pesa y la base de la caja, puede generar vibraciones indeseadas y por ende registros de carga no congruentes con los esperados en la emulación.

Figura 10. Topes de goma



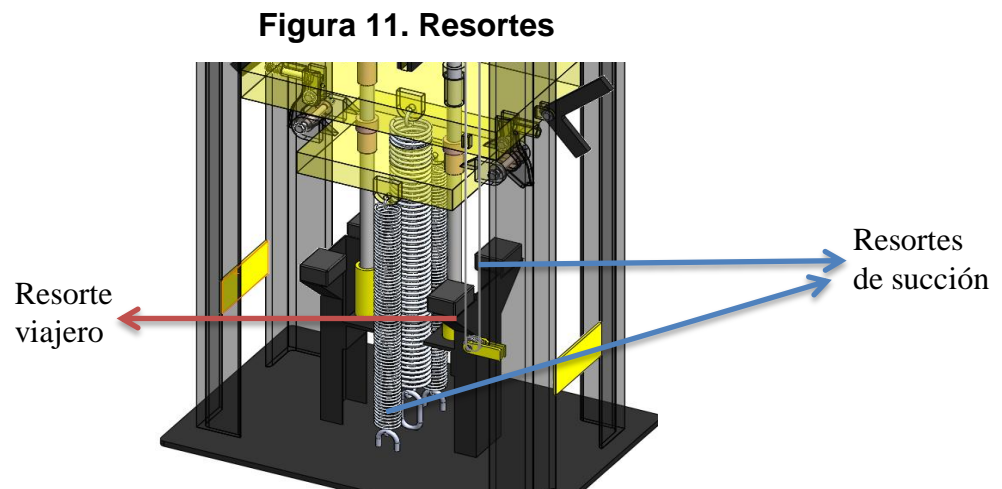
Fuente. Autores

Adicional a estos requerimientos, se debió disponer de una estructura metálica con una determinada altura respecto a la base, esto con el fin de dar lugar a los resortes que son utilizados en la generación de cargas distintas a la de las pesas. Siendo así, esta estructura consiste de dos perfiles **DIM C 75*35*3** de 300 mm de altura, distribuidas simétricamente, a una distancia del centro de la base, en cuya parte superior cuenta con dos ménsulas, en las cuales se ubican elementos de caucho para la absorción del golpe (*figura 10*).

En total, son 4 elementos de caucho, los cuales coinciden geoméricamente con las esquinas de la pesa de bombeo. Esta estructura es bastante sólida, soldada a la base de la caja metálica.

3.5. DISEÑO Y SELECCIÓN DE RESORTES DE CARGA

El objetivo del uso de resortes en el sistema de cargas es el de generar diversos patrones de fuerzas en la lectura de adquisición de datos.



Fuente. Autores

Para tal propósito, se debe establecer las condiciones de diseño, las cuales están limitadas por el espacio del sistema de cargas, la carrera efectuada y las cargas partícipes en el proceso de emulación.

Como se mencionó anteriormente, los resortes tienen cabida dentro del diseño de sistema de cargas con el fin de hacer variables las fuerzas que se monitorean desde la celda de carga. Además, surge la necesidad de registrar diversos tipos de dinagramas, para que en las investigaciones posteriores a la presente tengan acceso a la representación de lecturas de diverso tipo y comportamiento.

Siendo así, se planteó el uso de tres resortes de tensión (*figura 11*), el más grande adaptable a la pesa viajera, y dos más pequeños, de iguales características en sí, los cuales se ligarán al movimiento de la pesa de bombeo.

3.5.1. Características Principales De Diseño

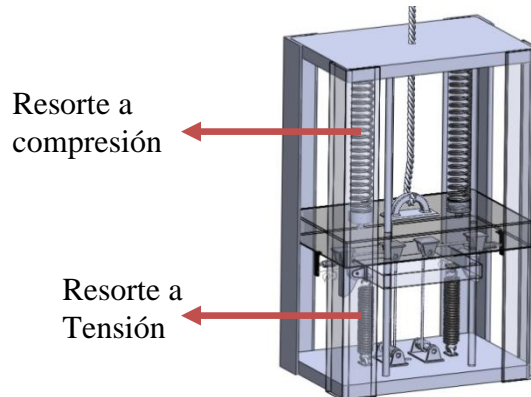
Anteriormente se había planteado el uso de cuatro resortes (*figura 12*), dos a compresión y dos a tensión; los dos de compresión ligados a la pesa viajera y los dos a tensión ligados a la pesa de bombeo. Debido a inconvenientes de diseño de los resortes a compresión, los cuales requerían una diferencia de elongación altísima y un estado sólido pequeño, debieron ser reemplazados por un resorte a tensión, grande, que de igual manera actuara junto al bloque más grande. También hubo la necesidad de hacer una pequeña modificación al diseño de la pesa de bombeo, en la que consistió en realizar un agujero para permitir el paso de este nuevo resorte a tensión.

Anteriormente ya se había establecido la carga máxima asignada a los resortes, cuyo valor es de **60 Kilogramos-fuerza**. Este valor se deberá distribuir entre los 3 resortes, de la siguiente manera (*figura 12*):

- Resorte más grande: **31.81 Kg-f.**
- Resortes más pequeños: **28.2 Kg-f.**

Los valores anteriormente mencionados tienen la particularidad de ser un valor máximo, es decir, a la hora de diseño dichas cifras se deben tener en cuenta como el valor de carga máximo en la elongación máxima de los resortes a tensión. Este parámetro es muy clave para la ejecución de su diseño.

Figura 12. Sistema de resortes inicial.



Fuente. Autores

Asimismo, los tres resortes cuentan con un requisito único: deben tener una elongación máxima equivalente a la carrera ejecutada por el sistema emulador, cuyo valor es de **13 pulgadas**.

3.5.2. Cálculos y Consideraciones de los Resortes.

A continuación se presentan los cálculos respectivos de los resortes, que al ser a tensión, tienen la misma metodología de diseño; se presenta primeramente esta metodología de ecuaciones y posteriormente, para cada uno de los resortes, se especifican los resultados finales para su construcción.

Por nomenclatura, el resorte más grande, al estar ligado con el movimiento de la pesa viajera, lo denominaremos **resorte viajero**; mientras tanto, a los resortes más pequeños, al estar pensados con las mismas características entre sí, los denominaremos **resortes gemelos**.

3.5.2.1. Metodología de cálculo⁶. En esta sección se presenta la metodología de cálculo de los resortes helicoidales de extensión para carga cíclica, cuyas variables de entrada se definen previamente para desarrollar el sistema de ecuaciones.

A continuación, se presenta la secuencia de fórmulas para su diseño, la cual sirve para el resorte viajero como los resortes gemelos; para su correcta selección, es necesario iterar algunos valores, como el diámetro medio, o el diámetro de alambre, etc.

Para empezar, debemos suponer un diámetro de prueba de alambre (d), y un índice de resorte (C) el cual debe ser también supuesto, con el fin de calcular el diámetro medio de espira (D).

$$D = C * d \quad 1 .$$

Seguidamente utilizamos el índice de resorte supuesto para determinar un valor apropiado para el esfuerzo inicial de las espiras τ_i , a partir de las ecuaciones 2a y 2b, de las cuales se promedia para establecer el valor correcto [2c].

$$\tau_{i_1} = -4.231 * C^3 + 181.5 * C^2 - 3387 * c + 28640 \quad 2a .$$

$$\tau_{i_2} = -2.987 * C^3 + 139.7 * C^2 - 3427 * c + 38404 \quad 2b .$$

$$\tau_i = \frac{\tau_{i_1} + \tau_{i_2}}{2} \quad 2c .$$

Una vez conocido el valor de esfuerzo inicial de las espiras, determinamos el factor cortante directo K_s , el cual depende del valor supuesto del índice de resorte.

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad 3 .$$

⁶ Diseño de resorte helicoidal de extensión para carga cíclica, Edward L. Norton.

Una vez determinado el factor de esfuerzo cortante, y con el esfuerzo inicial de espira, se calcula la fuerza de tensión inicial en la espira F_i .

$$F_i = \frac{\pi * d^3 * \tau_i}{8 * K_s * D} \quad 4 .$$

Se debe asegurar que la fuerza de tensión inicial en la espira F_i es menor que la fuerza mínima aplicada requerida F_{min} , debido a que cualquier fuerza menor a F_i no causaría deflexión alguna sobre el resorte.

Ahora, habiendo determinado los parámetros anteriores, debemos proceder a calcular la fuerza media F_m y la fuerza alternativa F_a , los cuales son hallados por medio de la fuerza máxima F_{max} y la fuerza mínima F_{min} , los cuales son datos de entrada que se deben reconocer previamente, según el estado funcional de los resortes.

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad 5a .$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad 5b .$$

Una vez hallados los valores de las ecuaciones 5a y 5b, se procede entonces a calcular los valores de esfuerzo medio τ_m y esfuerzo alternativo τ_a ; para el cálculo de esfuerzo medio debemos tener en cuenta el factor de esfuerzo cortante hallado en la ecuación [3].

$$\tau_m = K_s * \frac{8 * F_m * D}{\pi * d^3} \quad 6 .$$

Para calcular el valor del esfuerzo alternativo τ_a debemos encontrar el factor de Wahl K_w , el cual depende directamente del índice del resorte supuesto al principio del desarrollo de la secuencia de fórmulas.

$$K_w = \frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad 7 .$$

Determinado el valor del factor de Wahl en la ecuación [7], se procede a determinar el esfuerzo alternativo.

$$\tau_a = K_w * \frac{8 * F_a * D}{\pi * d^3} \quad 8 .$$

Habiendo determinado los valores de los esfuerzos medio y alternativo, se requiere entonces calcular la resistencia máxima a la tensión S_{ut} , de acuerdo al material que va a ser utilizado en la elaboración de los resortes.

$$S_{ut} = A * d^b \quad 9 .$$

Tabla 1. Coeficientes y exponentes para la ecuación [9].

Coeficientes y exponentes para la ecuación 9							
ASTM #	Material	Rango		Exponente b	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Estirado en frio	0.5-16	0.020-0.625	-0.182 2	1753.3	141 040	0.998
A228	Alambre de piano	0.3-6	0.010-0.250	-0.1625	2153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5-16	0.020-0.625	-0.183 3	1831.2	146 780	0.999
A232	Cromo vanadio	0.5-12	0.020-0.500	-0.145 3	1909.9	173 128	0.998
A401	Cromo silicio	0.8-11	0.031-0.437	-0.093 4	2059.2	220 779	0.991

Los valores A y b son coeficientes que dependen de la geometría del alambre y del material con el cual se pretende ser construido el resorte, y son presentados en la tabla 1

Una vez determinado S_{ut} , este valor se utiliza para calcular la resistencia cortante máxima S_{us} , según la ecuación [10].

$$S_{us} = 0.667 * S_{ut} \quad 10 .$$

Seguidamente se procede a calcular el límite elástico a la torsión para el cuerpo de las espiras S_{ys} , para el cual las condiciones de cálculo son para un material de acero al carbono estirado en frío, por lo que la ecuación corresponde a:

$$S_{ys} = 0.45 * S_{ut} \quad 11 .$$

Para determinar el valor de la resistencia a la fatiga del alambre del resorte S_{ew} , se tiene en cuenta el acabado superficial y ataque de dureza. En nuestro caso el resorte viajero y los resortes gemelos son material sin granallar, por lo que este valor corresponde a:

$$S_{ew} = 45000 \text{ PSI} \quad 12 .$$

Mediante el valor correspondiente a la apreciación [12], se puede determinar la resistencia a la fatiga totalmente alternante mediante la ecuación [13]:

$$S_{es} = 0.707 * \frac{S_{ew} * S_{us}}{S_{us} - 0.707 * S_{ew}} \quad 13 .$$

Una vez estimando los distintos esfuerzos involucrados en la resistencia del resorte, se puede calcular la norma de seguridad para las espiras a torsión, cuyo valor se halla según la ecuación [14].

$$N_{fs} = \frac{S_{es} * S_{us} - \tau_{min}}{S_{es} * \tau_m - \tau_{min} + S_{us} * \tau_a} \quad 14 .$$

Se debe advertir que este cálculo de norma de seguridad corresponde al evaluado por el esfuerzo mínimo debido a F_{min} .

También es de vital importancia calcular los esfuerzos que se presentan en los ganchos extremos de los resortes. Así como los esfuerzos en la espira, los ganchos presentan esfuerzos medio σ_m y alternativo σ_a . Junto a estos parámetros se requiere el esfuerzo mínimo σ_{min} para poder establecer el factor de seguridad a la fatiga para el gancho a flexión N_{fb} .

$$C_1 = \frac{2 * R_1}{d} = \frac{2 * D}{2 * d} = C \quad 15 .$$

$$K_b = \frac{4 * C_1^2 - C_1 - 1}{4 * C_1 * C_1 - 1} \quad 16 .$$

Donde K_b es el factor de Wahl a la flexión.

$$\sigma_a = K_b * \frac{16 * D * F_a}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_a}{\pi * d^2} \quad 17 .$$

$$\sigma_m = K_b * \frac{16 * D * F_m}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_m}{\pi * d^2} \quad 18 .$$

$$\sigma_{min} = K_b * \frac{16 * D * F_{min}}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_{min}}{\pi * d^2} \quad 19 .$$

Utilizando la razón de Von Mises, se convierte la resistencia a la fatiga por torsión S_{es} a una resistencia a la fatiga por tensión S_e , para luego encontrar un factor de seguridad a la fatiga para el gancho a flexión N_{fb} , en la ecuación 21.

$$S_e = \frac{S_{es}}{0.577} \quad 20 .$$

$$N_{fb} = \frac{S_e * S_{ut} - \sigma_{min}}{S_e * \sigma_m - \sigma_{min} + S_{ut} * \sigma_a} \quad 21 .$$

Ahora, para calcular los esfuerzos a la torsión en el gancho, se debe suponer un valor de índice de resorte, el cual es una relación geométrica entre la curvatura del gancho y el alambre de la espira:

$$C_2 \cong 5 \quad 22 .$$

Posteriormente, se sigue una metodología similar a la desarrollada en los anteriores casos, para calcular un factor de seguridad a la fatiga para el gancho a torsión N_{fs} .

$$R_2 = \frac{C_2 * d}{2} \quad 23 .$$

$$K_{w2} = \frac{4 * C_2 - 1}{4 * C_2 - 4} \quad 24 .$$

$$\tau_{Ba} = \frac{8 * D * F_a}{\pi * d^3} \quad 25 .$$

$$\tau_{Bm} = \frac{8 * D * F_m}{\pi * d^3} \quad 26 .$$

$$\tau_{Bmin} = \frac{8 * D * F_{min}}{\pi * d^3} \quad 27 .$$

$$N_{fs} = \frac{S_{es} * S_{us} - \tau_{min}}{S_{es} * \tau_m - \tau_{min} + S_{us} * \tau_a} \quad 28 .$$

Cabe resaltar que K_{w_2} es el factor de Wahl para espira a torsión, τ_{B_a} es esfuerzo alternativo a la torsión, τ_{B_m} es esfuerzo medio a la torsión, y τ_{B_m} es el esfuerzo mínimo para este caso en particular.

Una vez determinados estos tres factores de seguridad, se deben revisar y tener en cuenta que deben ser por lo menos mayores de 1.3, para garantizar la funcionalidad del resorte a elaborar.

Realizando luego un proceso iterativo entre las variables supuestas, y una vez cumplan los factores de seguridad con el mínimo valor requerido para avalar su construcción, se procede a completar el diseño del resorte, hallando parámetros importantes de construcción.

Por ejemplo, se debe evaluar el coeficiente de elasticidad del resorte k , el cual se determina según la ecuación 29:

$$k = \frac{F_{max} - F_{min}}{y} \quad 29 .$$

La variable y representa la deflexión del resorte.

Determinando la constante de elasticidad k , se puede determinar el número de espiras activas N_a en el resorte de extensión, mediante la siguiente ecuación:

$$N_a = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot k} \quad 30 .$$

El número total de espiras en el cuerpo N_t y en la longitud del cuerpo L_b se calculan con las ecuaciones correspondientes a 31 y 32.

$$N_t = N_a + 1 \quad 31 .$$

$$L_b = N_t \cdot d \quad 32 .$$

La longitud del resorte libre se determina teniendo en cuenta los ganchos en sus extremos, de los cuales se deduce que la longitud de un gancho estándar es igual al diámetro interior de la espira.

$$L_f = L_b + 2L_{gancho} \quad 33 .$$

Por último, la frecuencia natural f_n del resorte se determina a partir de la ecuación 34.

$$f_n = \frac{2}{\pi N_a} \frac{d}{D^2} \sqrt{\frac{Gg}{32\gamma}} \quad 34 .$$

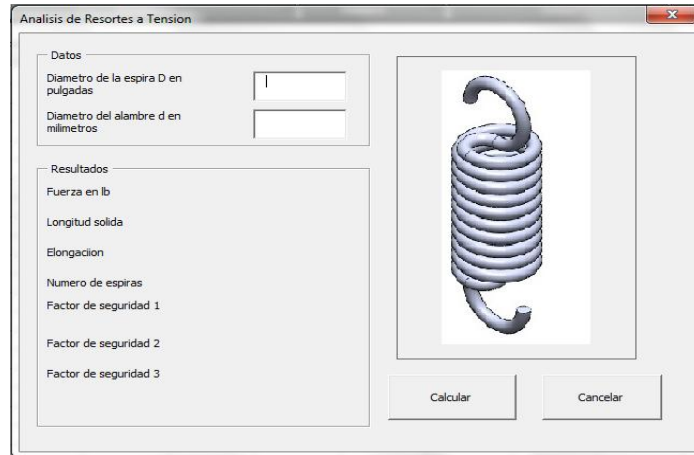
3.5.2.2 Iteración y resultados finales del diseño de los resortes. Para el método de diseño de resortes helicoidales a extensión que se presentó anteriormente, se requiere de un proceso de iteración debido a que son varios los valores que se deben suponer, como el diámetro del alambre d , o el índice del resorte C .

Fue por lo tanto necesario desarrollar un pequeño programa (*Figura 13*), en la función de *macros* en el programa *Microsoft Excel 2010*, el cual tiene un lenguaje de programación *Visual Basic*, en el que registran las ecuaciones a utilizar, así como las variables involucradas en el diseño que fueron obtenidas mediante tablas o registradas previamente como ciertas.

Como punto clave para el proceso de iteración, se recomendó que se debería variar el índice del resorte C entre sus rangos válidos, o sea:

$$4 \leq C \leq 12$$

Figura 13. Vista de la interfaz del programa de cálculo de resortes a tensión



Fuente: Autores.

Con la anterior condición, se debía dejar los demás parámetros fijos, como el diámetro del alambre d , para calcular el diámetro de la espira D y posteriormente seguir con el desarrollo de las ecuaciones.

Como datos de salida, el programa debe registrar los valores de los factores de seguridad N_{fs} , N_{fb} y N_{fs} para la torsión en el gancho, así como los valores de construcción d , D , Nt , y Lf .

Para el resorte viajero, después de múltiples iteraciones, cambiando el índice C , los diámetros, e incluso los valores de carga, se obtuvieron los siguientes resultados (*Figura 14*).

Notamos que los valores de los factores de seguridad son absolutamente válidos, con cifras mayores a 1.3. En conclusión, los datos de diseño son (*Tabla 2*):

Figura 14. Resultados finales de diseño para el resorte viajero.

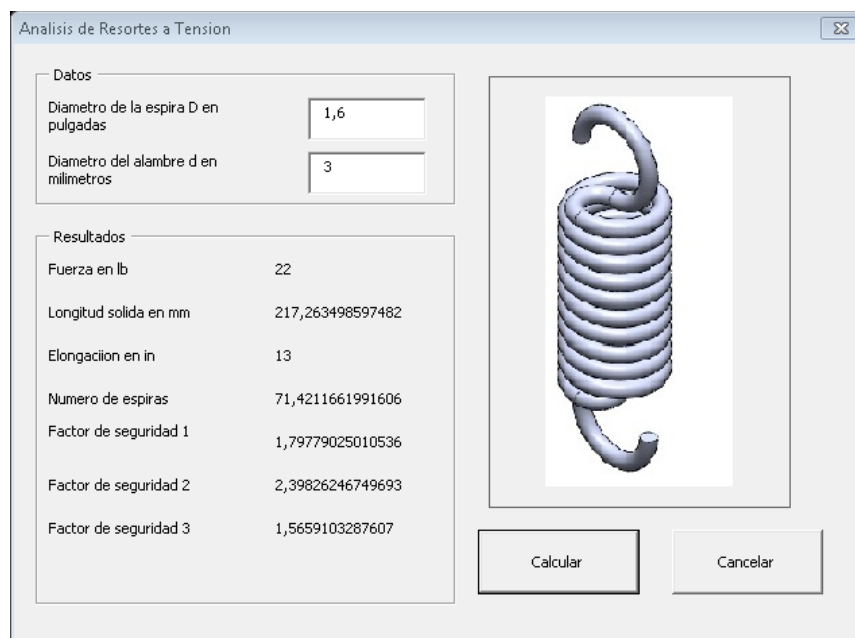
Fuente: Autores.

Tabla 2. Datos de diseño para el resorte viajero.

Diámetro de la espira D	2,3 pulg.
Diámetro del alambre d	5 mm.
Longitud Sólida Lf	283 mm.
Número de espiras totales Nt	56 espiras.
Coefficiente de elongación K	3.19 Lb/in.
Material de construcción	Acero ASTM A227 (A. de piano) estirado en frío.

Para los resortes gemelos se hizo exactamente el mismo procedimiento que en el resorte viajero; esta vez, se hace un solo cálculo para los resortes gemelos debido a que por conveniencia de diseño se necesitan simétricos en carga en su momento de actuación.

Figura 15. Resultados finales de diseño para los resortes gemelos



Fuente: Autores.

De tal manera que, después de la iteración y cambio de distintos parámetros, se obtienen los resultados registrados en la figura 15.

De nuevo, son valores de diseño válidos, ya que las normas de seguridad a la fatiga superan el 1.3 impuesto como requisito de diseño. Así, los valores de diseño para su construcción son:

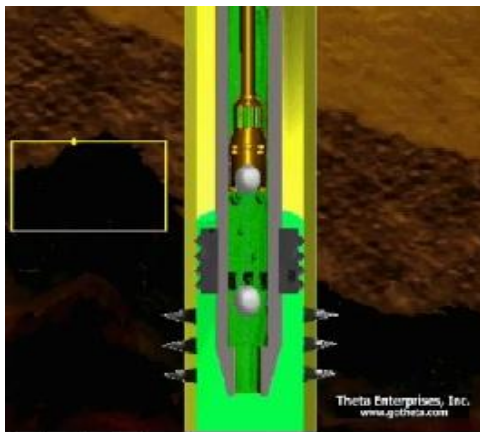
Tabla 3 Valores de diseño para los resortes viajeros

Diámetro de la espira D	2,3 pulg.
Diámetro del alambre d	5 mm.
Longitud Sólida Lf	283 mm.
Número de espiras totales Nt	56 espiras.
Coefficiente de elongación K	3.19 Lb/in.
Material de construcción	Acero ASTM A227 (A. de piano) estirado en frío.

3.6 MECANISMO DE ENGANCHE

Para lograr la emulación del fenómeno de fuerzas presente en la bomba de subsuelo de un sistema de bombeo en producción en pozo, es necesario generar la succión de petróleo desde el sistema de cargas, es decir, se necesita que en el PMI la pesa viajera recoja o enganche a la pesa de bombeo.

Figura 16. Bomba de subsuelo a emular con el mecanismo de enganche

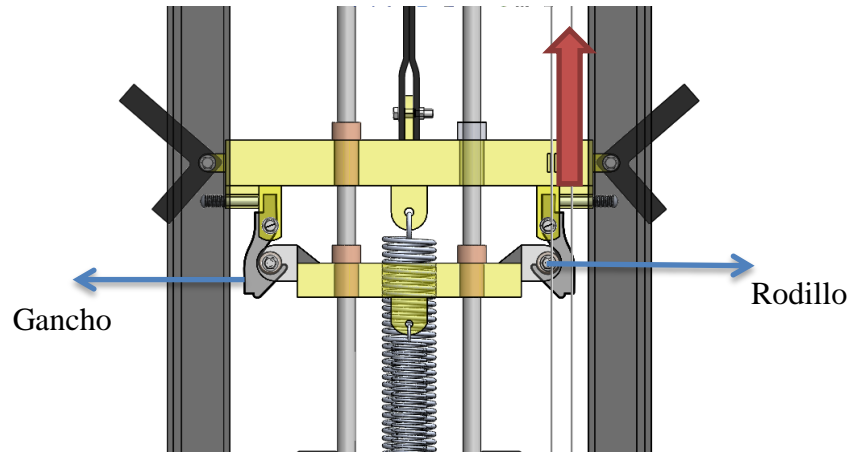


Fuente.http://video-hned.com/video/Mcpl7s_78Yw/Levantamiento-Artificial-Bombeo-Mec%C3%A1nico-Bomba-de-Fondo.html

Para tal objetivo, fue necesario el diseño de un mecanismo al cual se denominó mecanismo de enganche, el cual tiene como requisito hacer funcionar el prototipo emulador de bombeo sin la necesidad de estar conectado a un autómata para que haga su objetivo.

Este sistema de enganche tiene una naturaleza totalmente mecánica, el cual aprovecha el desplazamiento de la pesa viajera constante para que pueda recoger en un punto fijo, el PMI, la pesa de bombeo. Siendo este rígido, y altamente sensible a la precisión del movimiento del sistema de cargas en general. Esta última condición exigió que el mecanismo fuera elaborado con alto cuidado en su posicionamiento.

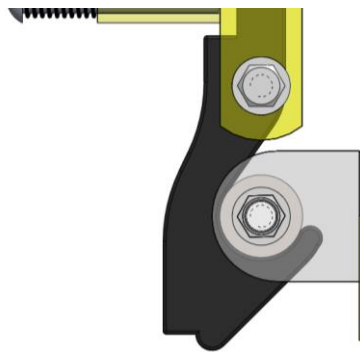
Figura 17. Sistema de enganche.



Fuente. Autores

El mecanismo consiste simplemente en un par de ganchos instalados en la parte inferior de la pesa viajera (*Figura 17*), los cuales tienen un posicionamiento totalmente horizontal en su estado natural (*Figura 18*), garantizado por su geometría de construcción.

.Figura 18. Enganche



Fuente. Autores

Estos ganchos (*Figura 19*) son elaborados de acero estructural **ASTM A36**, los cuales fueron cortados de una lámina de 3/8 de pulgada mediante oxicorte y una figura previamente dibujada. El par de ganchos están distanciados entre sí

cuidadosamente, cuya longitud equivale al ancho de la pesa de bombeo más los rodillos de sujeción de la pesa.

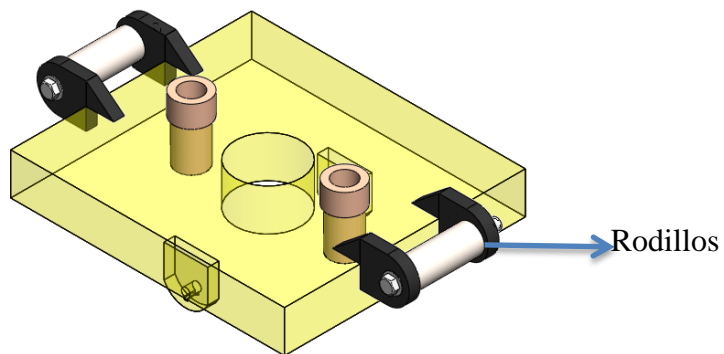
Figura 19. Gancho



Fuente. Autores

Como característica fundamental de diseño de los ganchos, se debió garantizar su apertura en el momento en el que tocara los rodillos de sujeción, para que posteriormente, debido a su estado natural de posición, estos se cierren y arrastren la pesa de bombeo junto con la pesa viajera hacia el PMS.

Figura 20. Bloque de succión y sus rodillos.



Fuente. Autores

Esta apertura está garantizada debido a la inclinación que presenta la parte inferior del gancho, el cual, al entrar en contacto con la superficie del rodillo de manera tangencial, se desplace hasta quedar totalmente abiertos, y una vez superado este contacto, se cierren, enganchando eficazmente la pesa de bombeo.

Los rodillos (*Figura 20*) de sujeción son elementos que están ubicados a lado y lado de la pesa de bombeo, los cuales están diseñados para que tengan libertad de rodamiento mientras entra en contacto con el gancho, esto con el fin de evitar fallas por fricción, y facilitar el enganche de las dos pesas.

Estos rodillos fueron elaborados en una varilla de acero 1045, cilindrados para el paso de un pivote y con rodamientos en cada uno de sus extremos.

3.6.1 Análisis estático del gancho

$$F_x = 0$$

$$\mu = 0.2 \text{ coeficiente de fricción por rodadura entre metal y metal}$$

$$B_x = F_{R_x} = \mu * W_{blosucc} * \cos(50^\circ)$$

$$B_x = 1,3 \text{ kgf}$$

$$M_o = 0$$

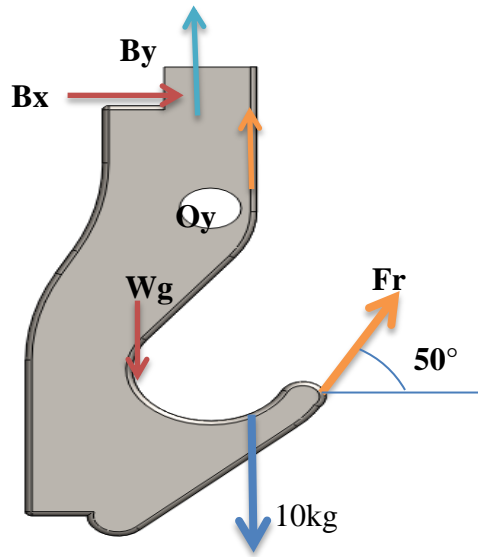
$$- F_{R_y} * 1 - F_{R_x} * 4,5 + (W_g * 3) - (B_x * 3) - (B_y * 0,75)$$

$$B_y = 19.04 \text{ kgf}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

$$B = 19.1 \text{ kgf}$$

Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del gancho



Fuente. Autores

3.6.2 Análisis de resistencia

La tabla 4. Muestra las especificaciones técnicas del gancho, que son la base fundamental para el análisis estático y el de resistencia.

Tabla 4. Propiedades del estudio

Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Temperatura a tension cero	298 Kelvin
Tipo de solver	FFEPlus
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar


El análisis se realizó con el software **CAD/CAE SOLIDWORKS**, y su solucionador **FFEPlus**, el utiliza técnicas aproximadas para resolver ecuaciones, suponiendo una solución y calculando errores asociados, continua iterando hasta que los errores son aceptables (*Tabla 4*).

Tabla 5. Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

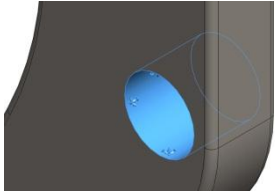
Cada análisis realizado con este solver emplea el método jacobiano el cual es un análisis matemático basado en iteraciones, para resolver ecuaciones lineales, dichas ecuaciones son introducidas en matrices para su respectiva solución (Tabla 5).

Tabla 6. Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: ASTM A36 Acero	Sólido
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal	1(Redondeo2)(GANCHO)
	Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises	
	Límite elástico: 2.5e+008 N/m ²	
	Límite de tracción: 4e+008 N/m ²	
	Módulo elástico: 2e+011 N/m ²	
	Coeficiente de Poisson: 0.26	
	Densidad: 7850 kg/m ³	
	Módulo cortante: 7.93e+010 N/m ²	

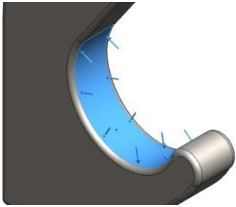
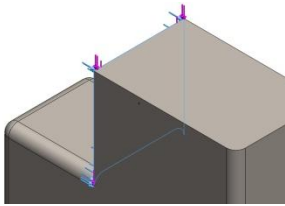
La tabla 6. Enseña un breve recuento de las propiedades del material elegido para esta pieza, con el fin de tener toda la información requerida para el cálculo de sus previos análisis.

Tabla 7. Sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades:	1 cara(s)	
		Tipo:	Geometría fija	
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	15.7014	237.674	-0.0104446	238.192

En la tabla 7. Y la tabla 8. Se observa el análisis estático hecho a los ganchos, donde se examina el punto de sujeción de la pieza y las zonas donde actúan fuerzas de contacto.

Tabla 8. Cargas estáticas

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Fuerza-1		Entidades:	1 cara(s)	
		Tipo:	Aplicar	fuerza normal
		Valor:	10 kgf	
Fuerza-2		Entidades:	1 cara(s)	
		Tipo:	Aplicar	fuerza normal
		Valor:	1.3 kgf	

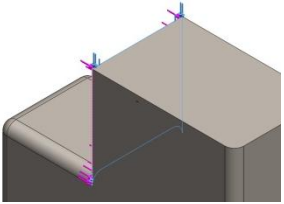
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-3		Entidades:	1 cara(s)
		Referencia:	Arista< 1 >
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	---, ---, 19.04 kgf

Tabla 9. Información de la malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Número total de nodos	36982
Número total de elementos	22202
<p>Nombre de modelo: GANCHO Nombre de estudio: Estudio 1 Tipo de malla: Malla de sólido</p> 	

Tabla 10. Fuerzas resultantes

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	15.7014	237.674	-0.0104446	238.192

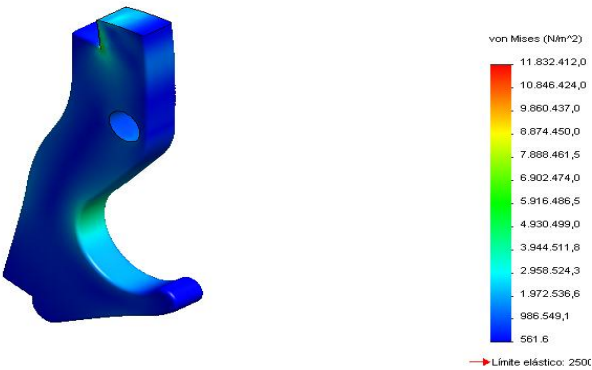
El método de Von Misses, de cortadura pura, o cálculo de tensión sobre una pieza, que es el criterio ideal para el estudio materiales dúctiles, o criterio de fallo elástico; dio como resultado que la pieza no va sufrir ningún fallo y se puede observar en la figura de la tabla 11. Representado con el color azul oscuro,

también aclara que las zonas con mayor efecto de carga con las de color azul claro, pero que ninguna falla, y eso se ve representado al no ver ninguna sección de color rojo.

Tabla 11. Resultados del estudio de tensión

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	561.643 N/m ² Nodo: 3215	1.18324e+007N/m ² Nodo: 7414

Nombre de modelo: GANCHO
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 4268.2



von Mises (N/m²)

- 11.832.412,0
- 10.846.424,0
- 9.860.437,0
- 8.874.450,0
- 7.888.461,5
- 6.902.474,0
- 5.916.486,5
- 4.930.499,0
- 3.944.511,6
- 2.958.524,3
- 1.972.536,6
- 986.549,1
- 561,6

→ Límite elástico: 2500

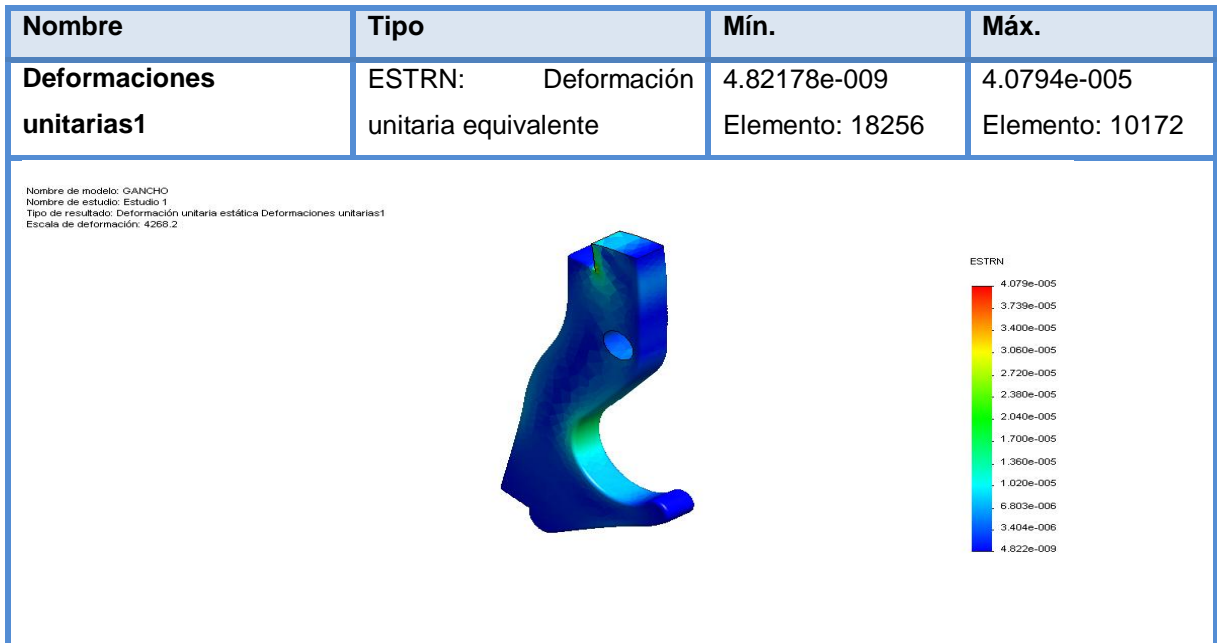
En la tabla 12. Con su respectiva gráfica se puede observar el posible desplazamiento de material después de infinitos ciclos de trabajo donde la parte más afectada o de mayor desplazamiento es la de color rojo y el menos desplazamiento es la de color azul.

En la tabla 13. Se puede observar el cambio estructural debido a las fuerzas aplicadas o a los esfuerzos internos a los que es sometido el elemento, pero cabe aclarar que la deformación es mínima y esto se puede comprobar por la tonalidad de la pieza, en tal caso de que la deformación fuera alta tomaría una coloración roja.

Tabla 12. Resultado de estudios de desplazamiento



Tabla 13. Resultados de estudio de deformaciones unitarias



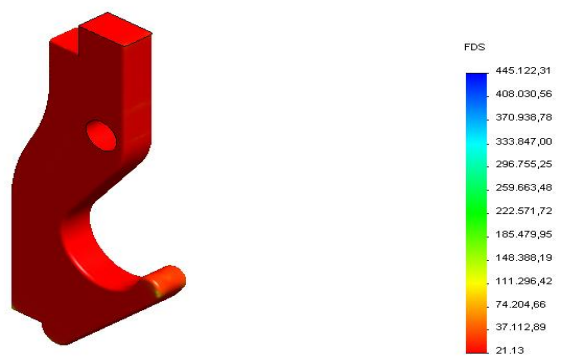
En la tabla 14. Se observa que todo el gancho tiene el mismo factor de seguridad, el cual es bastante alto, no por cuestión de cálculo, si no por cuestión de materiales y de construcción, es decir, como casi todo el prototipo se construyó con el mismo tipo de acero, por motivos económicos y de asequibilidad, el cual no es muy fácil de trabajar y más cuando son figuras tan precisas como esta, es por

esto que en su construcción vario un poco de la idea original, cambiando los cálculos y elevándose el factor de seguridad, pero este sobre-diseño es bastante cómodo, para futuras modificaciones

Tabla 14. Resultados del cálculo del factor de seguridad

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Tensión de von Mises máx.	21.1284 Nodo: 7414	445122 Nodo: 3215

Nombre de modelo: GANCHO
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 21



3.7 SISTEMA DE DESENGANCHE POR MEDIO DE PALANCAS

Una vez la pesa de bombeo se encuentre en movimiento ascendente junto a la pesa viajera por medio del sistema de enganche, este sistema requiere que la pesa más pequeña se suelte en el PMS, para posteriormente ser recogida de nuevo en el PMI.

La razón por la cual se necesita diseñar este requerimiento, es que, en una bomba de subsuelo instalada en pozo, una vez que haya alcanzado su punto muerto superior, la válvula viajera se cierra, y el paquete de petróleo succionado por la carrera ascendente del bombeo, se entrega a la tubería de transporte, por lo que

esta carga de fluido ya no se cuenta dentro del patrón de cargas que experimenta la barra pulida, elemento clave para la obtención de cartas dinográficas.

Para la representación del peso del paquete de fluido succionado del pozo petrolero, una vez entregado a la tubería de transporte, en nuestro sistema de cargas se hace necesario que en el PMS los ganchos suelten la pesa de bombeo, dejándola caer hasta el sistema de amortiguación, el cual representa el PMI del prototipo emulador.

Fue entonces necesario diseñar un dispositivo el cual permitiera desenganchar la pesa de bombeo de la pesa viajera; este dispositivo debió ser capaz de alterar la posición de los ganchos para abrirlos, por lo cual deja caer el bloque pequeño de acero por simple caída libre.

El mecanismo de desenganche consiste en 2 pistones (*Figura22*) de acero pequeños, los cuales accionan los ganchos para que estos puedan ser abiertos, resortados para que una vez cumplido el objetivo, estos vuelvan a una posición natural para así ser accionados cuantas veces se requiera.

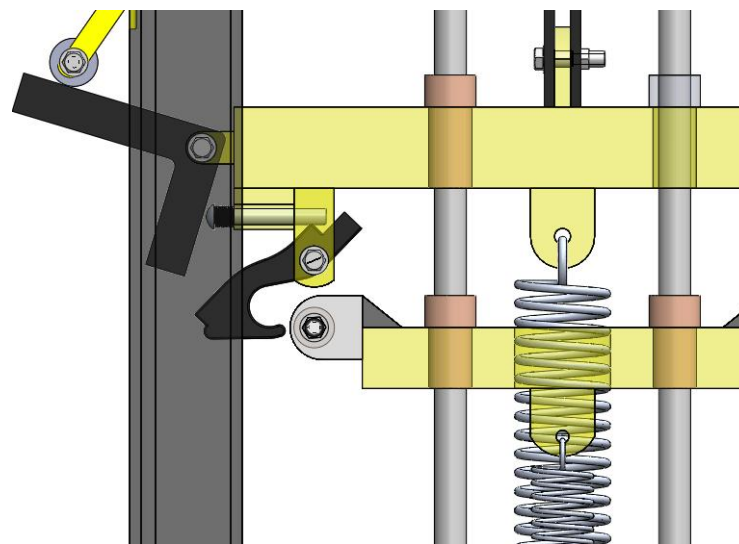
Figura 22. Pistón o pin



Fuente. Autores

Estos pistones mecánicos son accionados por medio de unas palancas en forma de L, las cuales están diseñadas para que una vez alcanzado el PMS, se activen por la acción de unos topes ubicados en la parte superior, diseñados con rodamientos anchos para que esta acción se dé por rodadura más no por fricción. De esta forma, el mismo movimiento de carrera del sistema de cargas acciona el mecanismo en general; las palancas llegan a los topes, estas accionan los pistones resortados y la acción lineal de estos permiten la apertura de los dos ganchos que sostienen la pesa viajera. Cabe resaltar que la rodadura presente en los rodillos de sujeción ubicados en la pesa de bombeo son vitales para esta acción, debido a que no se fuerza el mecanismo en ningún momento a fricción entre piezas de acero, sino que se deslizan para hacer mucho más suave y sin sobrecargas el proceso de desenganche.

Figura 23. Desenganche.



Fuente. Autores

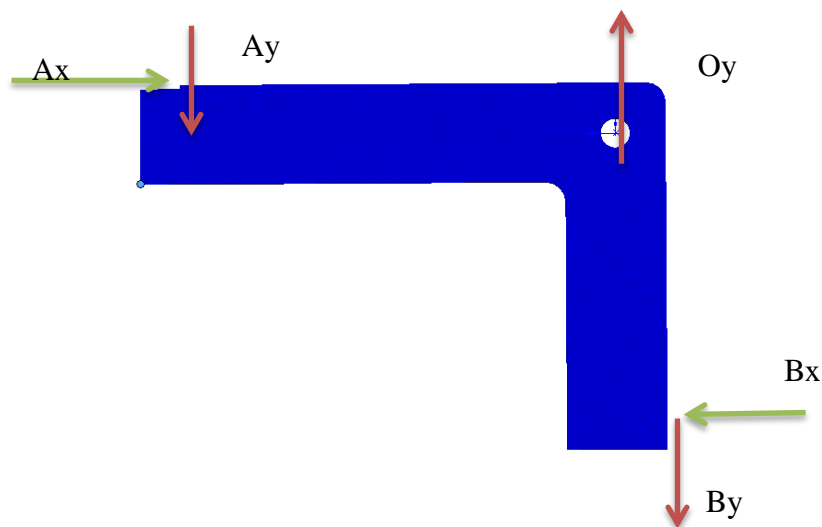
3.7.1 Análisis estático

Los análisis y cálculos de esta sección solo describen las fuerzas o cargas necesarias para accionar los ganchos, en este caso particular calculamos los

fenómenos y fuerzas aplicadas en la palanca con el fin de provocar su apertura para así soltar la pesa de bombeo.

Con la construcción de observó un fenómeno que presenta el prototipo a la hora de iniciar por primera vez la toma de datos, es decir el mismo momento que se pulsa el final del carrera es el mismo momento en que las palancas entran en contacto con el tope de la estructura (hablando del armazón del sistema de cargas), en este momento se presenta un pico de carga aproximadamente de 70 kgf el cual se debe y se genera por fricción de elementos, arranque de motor, calibración de sensor de carga entre muchos más aspectos de construcción, lo cual se analizará al final de la sección.

Figura 24. Diagrama de cuerpo libre de la palanca



Fuente. Autores

$$M_A = 0$$

$$-O_Y * 9.73 - B_Y * 11 - B_X * 7.5 = 0$$

$$O_Y = 20.52 \text{ Kg}$$

$$F_x = 0$$

$$B_x = A_x = 1.3 \text{ Kgf}$$

$$M_o = 0$$

$$-B_x * 6.23 - B_x * 1.27 - A_x * 1.27 + A_y * 9.73 = 0$$

$$A_y = 1.5 \text{ Kgf}$$

3.7.2 Análisis de resistencia

Para este análisis el cual calcula los parámetros ideales para abrir los ganchos, se analizarán todos los detalles del material y el modo en que se diseñó la pieza y los procesos a los que se sometió.

Tabla 15. Información del modelo

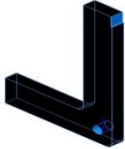
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
Cortar-Extruir1 	Sólido	Masa:0.862355 lb Volumen:3.04075 in ³ Densidad:0.283599 lb/in ³ Peso:0.86177 lbf

Tabla 16. Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Tipo de solver	FFEPlus

En la Tabla 17. Propiedades de material se describe en detalle todas las propiedades del material ASTM A 36 y el valor de cada una de las constantes necesarias en los cálculos posteriores de tensión de factor de seguridad entre otros.

Tabla 17. Propiedades del material


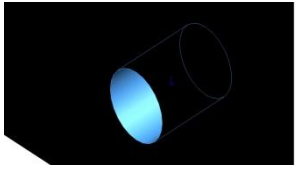
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error Tensión máxima de von Mises</p> <p>predeterminado:</p> <p>Límite elástico: 2.5e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.93e+010 N/m²</p>	Sólido 1(Cortar-Extruir1)(PALANC A)

Tabla 18. Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Tabla 19. Sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades:	1 cara(s)		
		Tipo:	Geometría fija		
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	201.43	0.00209171	-0.0521262	201.43	

Para analizar la palanca del sistema de cargas se implementó el sistema métrico donde la tabla 18 describe las unidades que representan las variables a calcular.

La tabla 19. Describe el valor de las fuerzas de reacción presentes en el punto fijo de la palanca conocido como O (Figura 24).

Tabla 20. Cargas

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-1		Entidades:	1 cara(s)
		Referencia:	Arista< 1 >
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	---, ---, -1.5 kgf
Fuerza-2		Entidades:	1 arista(s)
		Referencia:	Arista< 1 >
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	---, ---, -1.3 kgf

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-3		Entidades:	1 arista(s)
		Referencia:	Arista< 1 >
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	---, ---, -19.04 kgf
Fuerza-4		Entidades:	1 cara(s)
		Referencia:	Arista< 1 >
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	---, ---, -1.3 kgf

Las cargas dispuestas en la palanca se describen específicamente en la tabla 20 cargas donde se muestra la disposición y el valor de estas fuerzas aplicadas.

Tabla 21. Información de la malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	3.68104 mm

En la tabla 21 y la tabla 22 se observa claramente que para los análisis de esfuerzos se usó el método de mallas solucionado con el procedimiento jacobiano y solucionado con el solver **FFEPlus** de **SOLIDWORKS** con el fin de cubrir todas las superficies de material.

Tabla 22. Detalles de la malla

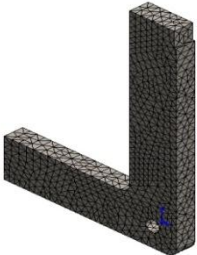
Número total de nodos	16711
Número total de elementos	10351
Cociente máximo de aspecto	4.6663
<small>Nombre de modelo: PALANCA Nombre de estudio: Estudio1 Tipo de malla: Malla de octaedro</small> 	

Tabla 23. Fuerzas de Reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	201.43	0.00209171	-0.0521262	201.43

Tabla 24. Resultados del análisis de tensión.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	936.443 N/m ² Nodo: 2659	4.19167e+007 N/m ² Nodo: 8
<small>Nombre de modelo: PALANCA Nombre de estudio: Estudio1 Tipo de resultado: Satisfacción nodal Tensiones1 Escala de deformación: 2971.06</small> 			

El análisis de tensión realizado a la pieza, indica que el elemento no va a sufrir ninguna deformación permanente pues el resultado del cálculo está en el rango en que no presenta falla, pues la fuerza aplicada no provoca algún daño estructural a lo largo de su sentido longitudinal, esto se puede apreciar claramente en la gráfica de la tabla 24 donde el color azul indica que la pieza sometida a cargas no falla por tensión.

Tabla 25. Resultados del análisis de desplazamientos

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 152	0.00499954 mm Nodo: 8

Las zonas de mayor concentración de esfuerzos son los extremos de la palanca porque en dichos puntos actúan fuerzas, esto se ve en la gráfica dada en la tabla 25, donde a mayor carga se ve mayor desplazamiento y variación en la tonalidad.

Tabla 26. Resultados del análisis de deformaciones unitarias

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.68836e-009 Elemento: 8944	9.10667e-005 Elemento: 3659

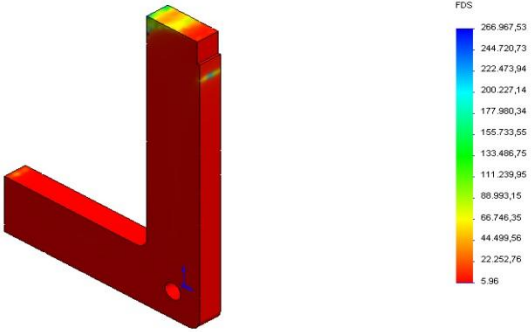
Con las cargas calculadas en el análisis estático se llegó a la conclusión de que la palanca si es un elemento funcional pues está en un factor de seguridad que nos permite poner en marcha el equipo sin temor a obtener una falla, esto se puede estudiar en la gráfica de la tabla 27 donde el factor de seguridad de esta pieza es de 5.36.

La gráfica de la tabla 26. Muestra que la cara de la palanca que sufre una mayor concentración de esfuerzos es la cara de contacto con el pin (pistón) (*Figura 23*) que abre el gancho dándonos una idea clara de las posibles deformaciones después de muchos ciclos de trabajo.

Tabla 27. Factor de seguridad

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Factor de seguridad1	Tensión de von Mises máx.	5.96422	266968
		Nodo: 8	Nodo: 2659

Nombre de modelo: PALANCA
Nombre de estudio: Estudio1
Tipo de resultado: Factor de seguridadFactor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 6

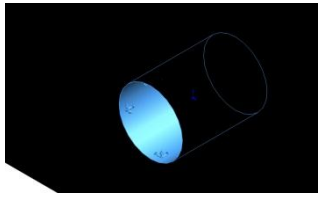


FDS

- 266.967,53
- 244.720,73
- 222.473,94
- 200.227,14
- 177.980,34
- 155.733,55
- 133.486,75
- 111.239,95
- 88.993,15
- 66.746,35
- 44.499,56
- 22.252,76
- 5.96

3.7.3. Análisis de la palanca en el momento del pico de carga generado por el contacto con el tope de la estructura.

Tabla 28. Sujeción

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades:	1 cara(s)	
		Tipo:	Geometría fija	
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	887.908	-0.113846	0.105603	887.908

En la tabla 28. Se indica los valores de las reacciones en el punto 0 o zona de sujeción (figura 24).

Las cargas aplicadas a la palanca se pueden observar en la tabla 29 cargas donde se agregó el fenómeno del pico de carga generado al inicio de la puesta en marcha.

Tabla 29. Cargas

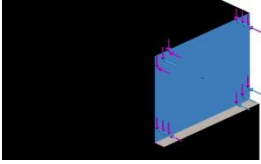
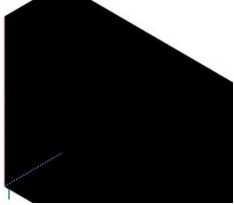
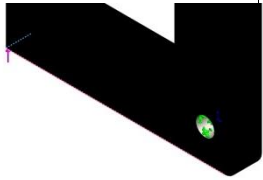
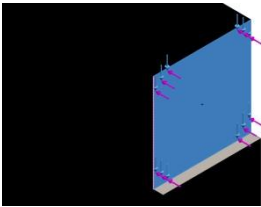
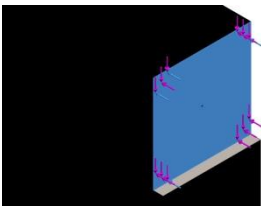
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-1		Entidades: Referencia: Tipo: Valores:	1 cara(s) Arista< 1 > Aplicar fuerza ---, ---, -1.5 kgf
Fuerza-2		Entidades: Referencia: Tipo: Valores:	1 arista(s) Arista< 1 > Aplicar fuerza ---, ---, -1.3 kgf
Fuerza-3		Entidades: Referencia: Tipo: Valores:	1 arista(s) Arista< 1 > Aplicar fuerza ---, ---, -19.04 kgf
Fuerza-4		Entidades: Referencia: Tipo: Valores:	1 cara(s) Arista< 1 > Aplicar fuerza ---, ---, -1.3 kgf
Fuerza-5		Entidades: Tipo: Valor:	1 cara(s) Aplicar fuerza normal 70 kgf

Tabla 30.Reacciones en el punto O

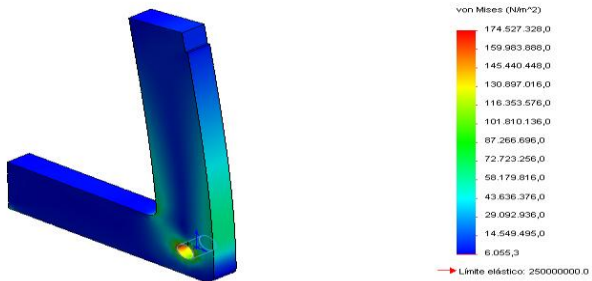
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	887.908	-0.113846	0.105603	887.908

En el análisis de tensión se nota que en ese instante se eleva la concentración de esfuerzos sobre la perforación, punto 0 (figura24) que tiene la palanca para ser sujeta mostrado en la tabla 31. En su gráfico con una tonalidad amarilla.

Tabla 31. Análisis de resultados del cálculo de tensión.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	6055.28 N/m ² Nodo: 2870	1.74527e+008 N/m ² Nodo: 991

Nombre de modelo: PALANCA
 Nombre de estudio: est12
 Tipo de resultado: State tension nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 69.8933



von Mises (N/m²)

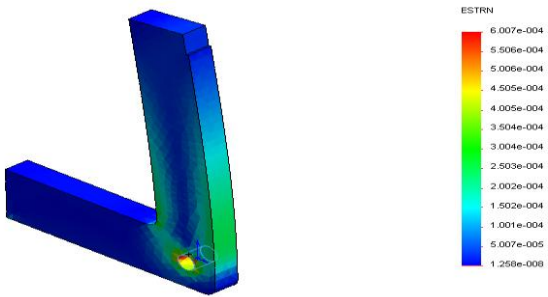
- 174.527.328,0
- 159.983.888,0
- 145.440.448,0
- 130.897.016,0
- 116.353.576,0
- 101.810.136,0
- 87.266.696,0
- 72.723.256,0
- 58.179.816,0
- 43.636.376,0
- 29.092.936,0
- 14.549.496,0
- 6.055,3

→ Límite elástico: 250000000,0

Tabla 32. Resultados del cálculo de deformación.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.25819e-008 Elemento: 3951	0.000600701 Elemento: 5649

Nombre de modelo: PALANCA
 Nombre de estudio: est12
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 69.8933



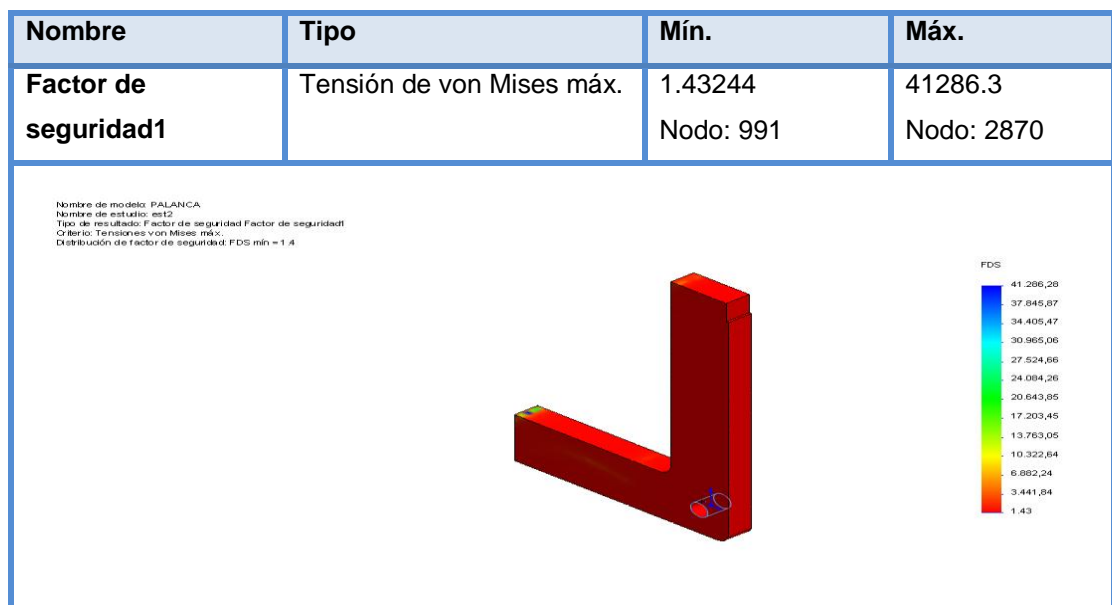
ESTRN

- 6.007e-004
- 5.506e-004
- 5.006e-004
- 4.506e-004
- 4.006e-004
- 3.504e-004
- 3.004e-004
- 2.503e-004
- 2.002e-004
- 1.502e-004
- 1.001e-004
- 5.007e-005
- 1.258e-008

En el momento en que se aplica esta carga de **70 Kgf** sobre la palanca hay mayores esfuerzos en el material, como se ve en la gráfica de la tabla 32.

Sin embargo a pesar de que se generara esta sobre carga el material sigue siendo lo suficientemente fuerte para ser útil pues el rango de seguridad aun es mayor a 1.43 lo que aclara la duda de una posible falla de la pieza.

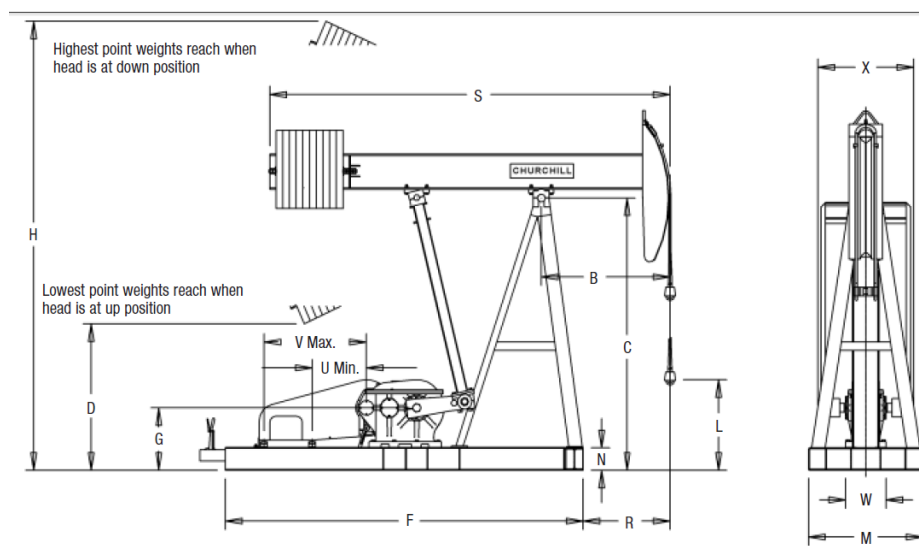
Tabla 33. Análisis del cálculo del factor de seguridad.



4. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL BALANCÍN (MECANISMO MANIVELA-BIELA-BALANCÍN)

El mecanismo manivela-biela-balancín, el cual llamamos comúnmente balancín, cumple con la finalidad de convertir el movimiento rotatorio proveniente del sistema de transmisión, compuesto principalmente por el motor eléctrico y su respectivo mecanismo de reducción de velocidad, en un movimiento alternativo vertical, movimiento característico del sistema de levantamiento artificial de petróleo, que en nuestro caso específico transmite este tipo de desplazamiento al sistema de cargas, ampliamente estudiado en la sección anterior (*Figura25*).

Figura 25. Esquema de unidad de bombeo mecánico tipo Churchill-convencional



Fuente: 2008/2009 General Catalog Lufkin. Modificado por autores.

Uno de los objetivos principales del presente trabajo es emular un sistema de bombeo mecánico tipo convencional-Churchill, en el que se incluye tanto la emulación de las cargas como el comportamiento dinámico del mismo. La

Emulación dinámica requirió entonces el desarrollo de un mecanismo de similares características a una bomba de superficie real, con el fin de analizar componente a componente su fenómeno físico, además de dar una idea centrada de la real operación de un sistema de producción de petróleo desde el laboratorio.

4.1. METODOLOGÍA DE DISEÑO

El mecanismo manivela-biela-balancín, el cual es el fundamento base para el desarrollo del diseño, debe cumplir con parámetros de entrada, claramente identificados anteriormente⁷, desde los cuales tomamos punto de inicio para los cálculos. En resumen, estos valores son:

- Carga a levantar: **Rango entre 40 y 120 Kg-f.**
- Carrera recorrida: **15 pulgadas máximo.**
- Velocidad de carrera: **13 carreras por minuto.**

Adicionalmente, se debió establecer los valores dimensionales y geométricos, que basados en el catálogo de bombas superficiales de la empresa *Lufkin*, se establecieron relaciones de magnitud entre los componentes del mecanismo, como lo son la manivela, la biela, la viga viajera, y una dimensión adicional a la que llamamos barra imaginaria, la cual conecta concretamente el mecanismo de cuatro barras.

A satisfacción con la ley de Grashof⁸, se establecieron las dimensiones principales del mecanismo de 4 barras, las cuales cumplen con el requisito de generar una revolución completa de una barra (manivela) con respecto a los demás componentes que intervienen en el movimiento alternativo de la máquina.

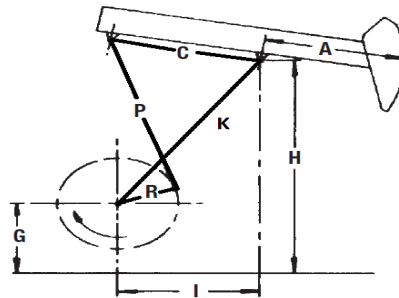
⁷ Véase cap.3, sección 3.1

⁸ Ver anexo A.

De acuerdo a la nomenclatura utilizada en la figura 26, los valores de longitud de cada una de las barras son:

- R (manivela): **6 pulgadas.**
- P (biela): **28.75 pulgadas.**
- C (sección de la viga viajera): **24.085 pulgadas.**
- K (barra imaginaria): **39 pulgadas.**

Figura 26. Representación del mecanismo de 4 barras en el balancín.



Fuente: 2008/2009 General Catalog Lufkin. Modificado por autores.

Una vez definidas estas dimensiones, se procedió a estimar los valores del balancín restantes, siguiendo algunas especificaciones de las magnitudes del catálogo Lufkin, en relación con la dimensión del sistema emulador que se construyó.

4.2. ANÁLISIS DINÁMICO DEL MECANISMO DE 4 BARRAS (MANIVELA-BIELA-BALANCÍN)

Para la determinación de las fuerzas y cambios de posición en el sistema emulador, se hizo necesario establecer los parámetros dinámicos influyentes en la conversión del movimiento rotatorio del sistema de transmisión al movimiento alternativo vertical que opera el sistema de cargas.

Se pueden visualizar las distintas variables que afectan el movimiento del mecanismo de 4 barras rígido, en la cual se establecen claramente los valores de R, P, C y K, cuya nomenclatura se definió anteriormente y corresponde a las 4 barras del mecanismo manivela-biela-balancín y la barra imaginaria K que une el centro de giro de la manivela con el pivote del balancín C (Figura 26).

Además de estos importantes valores, se definen otras constantes que se involucran en el análisis cinemático del mecanismo, como lo son h y l, cateto opuesto y adyacente de K respectivamente (Figura 27).

Los demás valores de ángulos y distancias son cifras que varían respecto al tiempo y por lo tanto van a depender de cada una de las posiciones que tome el mecanismo con respecto a la rotación de la manivela R, accionada por una fuerza motriz.

Para dar un claro entendimiento del fenómeno de movimiento del mecanismo, se enumeró cada una de las articulaciones, las cuales son llamadas 0, 1, 2 y 3, de donde se podrán analizar los distintos tipos de relaciones geométricas entre las barras y ángulos.

4.2.1. Análisis Cinemático De Posición

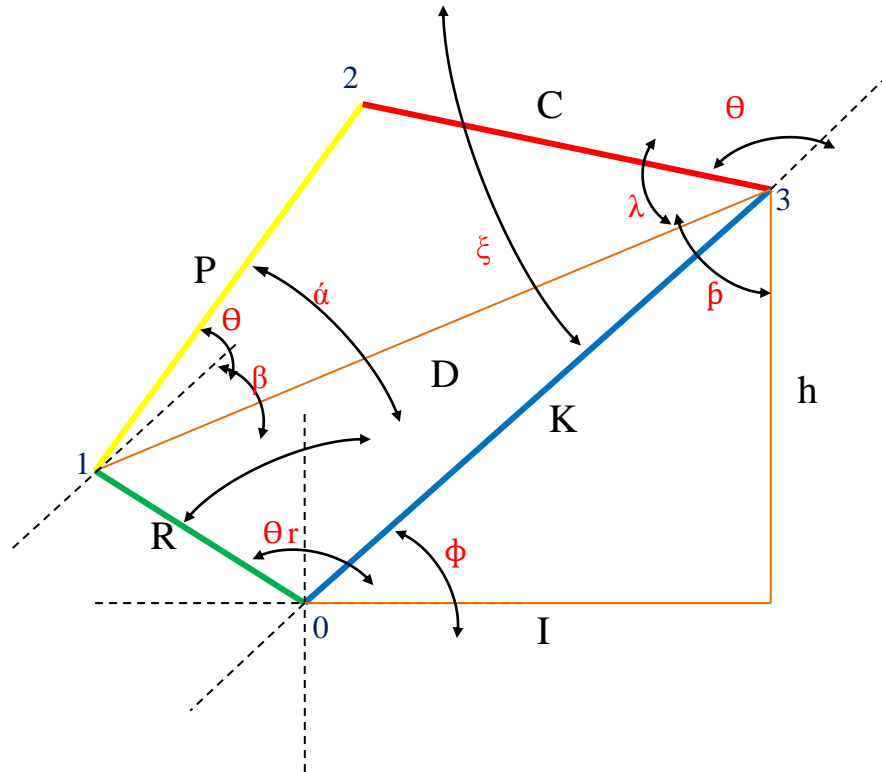
Para empezar, se establecen las fórmulas de posición, las cuales se elaboran mediante la relación de triángulos formados por las distintas barras, y determinando sus respectivas relaciones geométricas.

$$\sin \phi = \frac{h}{l}$$
$$\phi = \sin^{-1} \frac{h}{l}$$

$$K = \sqrt{h^2 + l^2}$$

Las anteriores tres ecuaciones son relaciones de valores constantes en el mecanismo, los cuales relacionan el triángulo rectángulo formado por la barra imaginaria K y sus catetos.

Figura 27. Análisis dinámico del mecanismo de cuatro barras.



Fuente: Autores.

Ahora, basados en los triángulos formados por cada una de las barras, se analiza la cinemática del sistema, mediante la ley del coseno nombrada a continuación:

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2 * b * c * \cos(\theta)$$

Análisis del triángulo 0-1-3

$$D = \sqrt{R^2 + K^2 - 2 * K * R * \cos\theta_r}$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{D^2 + K^2 - R^2}{2 * K * D}$$

Análisis del triángulo 1-2-3

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{D^2 + P^2 - C^2}{2 * P * D}$$

$$\theta_p = \alpha - \beta$$

$$\lambda = \cos^{-1} \frac{D^2 + C^2 - P^2}{2 * C * D}$$

$$\varepsilon = \lambda + \beta$$

$$\theta_c = \pi - \varepsilon$$

4.2.2. Análisis De Velocidad

Para el análisis de velocidad es necesario plantear unas relaciones vectoriales, que relacionen plenamente las magnitudes más importantes involucradas en el mecanismo. Entonces, tenemos las siguientes relaciones vectoriales de posición, y la solución de estas relacionando la magnitud de cada una.

$$D = P + C = K - R$$

$$P * e^{i\theta_p} + C * e^{i\theta_c} = K * e^{i\theta_k} - R * e^{i\theta_r}$$

Posteriormente se procede a derivar la ecuación en función de $\theta \frac{d\theta}{dt}$.

$$iR * w_r * e^{i\theta_r} = iP * w_p * e^{i\theta_p} + iC * w_c * e^{i\theta_c}$$

$$iR \cdot w_r \cdot \cos\theta_r + i \cdot \sin\theta_r = iP \cdot w_p \cdot \cos\theta_p + i \cdot \sin\theta_p + iC \cdot w_c \cdot (\cos\theta_r + i \cdot \sin\theta_p)$$

Como podemos observar, la ecuación anterior involucra una solución real y una imaginaria, por lo cual se hace conveniente trabajarlas individualmente.

$$\text{real: } R * w_r * \sin\theta_r = -P * w_p * \sin\theta_p - C * w_c * \sin\theta_c$$

$$\text{imaginaria: } -R * w_r * \cos\theta_r = P * w_p * \cos\theta_p + C * w_c * \cos\theta_c$$

Se despeja W_p de la ecuación imaginaria.

$$w_p = \frac{-R * w_r * \cos\theta_r - C * w_c * \cos\theta_c}{P * \cos\theta_p}$$

Este resultado de W_p se incluye en la ecuación real y se despeja W_c , aplicando la ley de los senos.

$$\sin[a] * \cos[b] - \sin[b] * \cos[a] = \sin(a - b)$$

A partir de esta ley, relacionamos las velocidades angulares.

$$w_c = \frac{R * w_r}{C} * \frac{\sin(\theta_r - \theta_p)}{\sin(\theta_p - \theta_c)}$$

Por lo tanto procedemos a recalcular W_p

$$w_p = \frac{R * w_r}{P} * \frac{\sin(\theta_c - \theta_r)}{\sin(\theta_p - \theta_c)}$$

4.2.3. Análisis De Aceleraciones

Por último, procedemos a derivar las velocidades angulares estimadas anteriormente en función de $\frac{d^2\theta}{dt^2}$ o $\frac{dw}{dt}$.

$$\alpha_c = \frac{R * \alpha_r * \text{sen } \theta_r - \theta_p + R * w_r * w_r - w_p * \text{cos } \theta_r - \theta_p * C * \text{sen } \theta_p - \theta_c - \{R * w_r * \text{sen } \theta_r - \theta_p * [C * w_p - w_c * \text{cos } \theta_p - \theta_c]\}}{C^2 * \text{sin}^2 \theta_p - \theta_c}$$

$$\alpha_c = w_c * \frac{\alpha_r}{w_r} * w_r - w_p * \text{ctg } \theta_r - \theta_p - w_p - w_c * \text{ctg } \theta_p - \theta_c$$

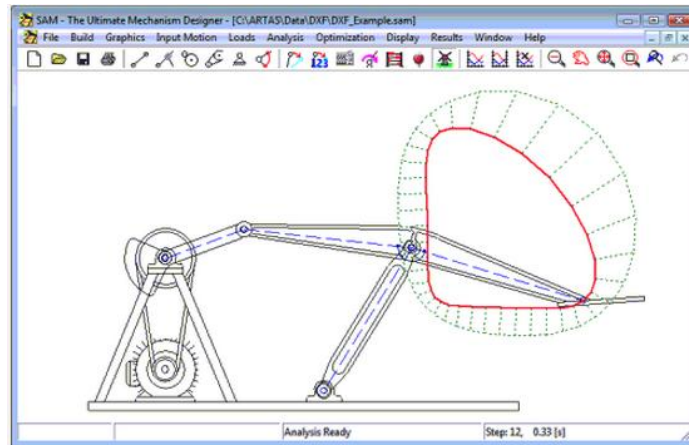
$$\alpha_p = \frac{R * \alpha_r * \text{sen } \theta_c - \theta_r + R * w_r * w_c - w_r * \text{cos } \theta_c - \theta_r * P * \text{sen } \theta_p - \theta_c - \{R * w_r * \text{sen } \theta_c - \theta_r * [P * w_p - w_c * \text{cos } \theta_p - \theta_c]\}}{P^2 * \text{sin}^2 \theta_p - \theta_c}$$

$$\alpha_p = w_p * \frac{\alpha_r}{w_r} * w_c - w_r * \text{ctg } \theta_c - \theta_r - w_p - w_c * \text{ctg } \theta_p - \theta_c$$

4.2.4. Solución y Análisis de Resultados de la Cinemática del Mecanismo de Cuatro Barras

Para la solución de la cinemática del mecanismo de cuatro barras, tipo manivela-biela-balancín, se hizo uso de un software de diseño de mecanismos de la empresa holandesa ARTAS, llamado **SAM 6.1** el cual consiste en un sistema muy versátil de cálculo y diseño basado en una solución gráfica del mecanismo o mecanismos a analizar. Para acceder a este programa se hizo uso de un beneficio que presta la empresa, en el cual se realiza la descarga gratuita desde su página y otorgan una licencia temporal gratuita de un mes.

Figura 28. Interfaz programa SAM 6.1.



Fuente: <http://www.artas.nl>.

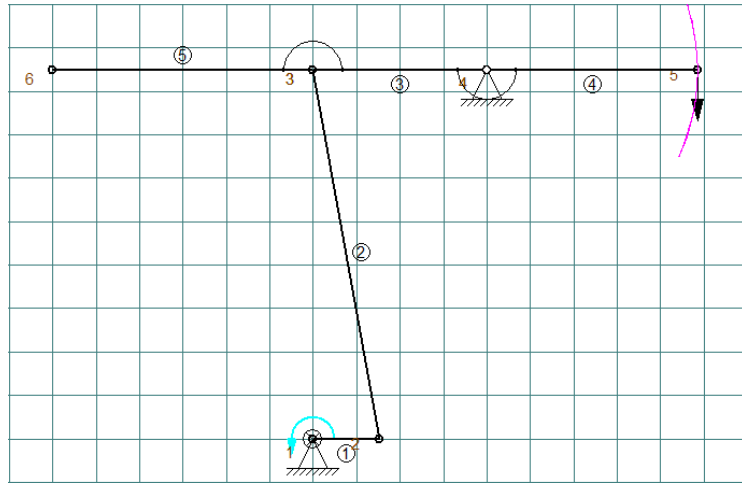
Para determinar el análisis cinemático del mecanismo de cuatro barras mediante el software (*Figura 28*) de diseño, solo es necesaria la entrada de los parámetros geométricos de los elementos involucrados en el movimiento, así como un valor inicial de movimiento, el cual puede ser representado en una fuerza, torque, velocidad o desplazamiento.

En nuestro caso particular, ese movimiento principal está caracterizado por la velocidad angular a la que se desplaza la manivela, cuyo valor es de **13 rpm**. Los valores geométricos usados para la construcción del mecanismo en el programa son:

- Manivela: 0.15 metros.
- Biela: 0.86 metros.
- Viga viajera: 0.88 metros (desde el pivote de la biela hasta el cabezal).

Con estos valores estimados de la geometría del mecanismo, se dispuso a construir este en la interfaz del programa SAM 6.1) (*Figura29*)

Figura 29. Construcción del mecanismo de 4 barras en el programa SAM 6.1.



Fuente: Autores.

En el mecanismo se puede observar una serie de nodos y elementos, en los cuales se puede calcular parámetros importantes como la posición, la velocidad, aceleración, valores lineales y angulares. En total, hay 6 nodos y 5 elementos, entre los cuales se destacan principalmente los involucrados en el análisis del mecanismo de cuatro barras.

Una vez identificados y definidos estos elementos, se procede a realizar sus respectivos cálculos, en los que se toman en cuenta los datos más relevantes para cada situación.

4.2.4.1. Datos relevantes de la manivela (elemento 1, nodos 1 y 2). Como datos relevantes de la manivela, se tiene que esta ejerce la velocidad motora del sistema, es decir, la velocidad con la cual será evaluado el resto de valores de los distintos elementos que se involucran en el mecanismo de cuatro barras. Dicho dato es la velocidad angular la cual es tomada con un valor de 13 rpm.

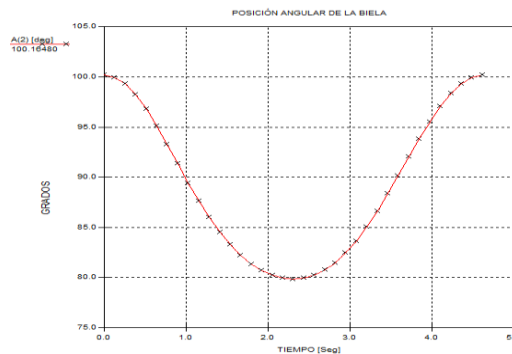
Su movimiento corresponde a un desplazamiento rotativo, por lo que esta se mueve de 0° a 360° ; su **aceleración angular se considera cero**, ya que la velocidad angular del sistema es constante en todo momento.

Dicho lo anterior, no se considera necesario analizar el sistema elemento 1, nodos 1 y 2 ya que sus valores son constantes y no representan un valor a calcular importante.

4.2.4.2. Análisis de la biela (elemento 2, nodos 2 y 3). Para el análisis de la biela se tiene en cuenta el registro obtenido por el elemento 2, representativo de esta pieza en el software. Como valores importantes de su cálculo consideramos la toma de datos y gráfica de su posición angular, su velocidad angular y su aceleración angular, las cuales se presentan a continuación.

En la figura 30 se presentan los valores de posición angular de la biela, en la cual se evidencia un rango de valores que oscilan entre su posición inicial 100.16° hasta un valor mínimo de 79.84° .

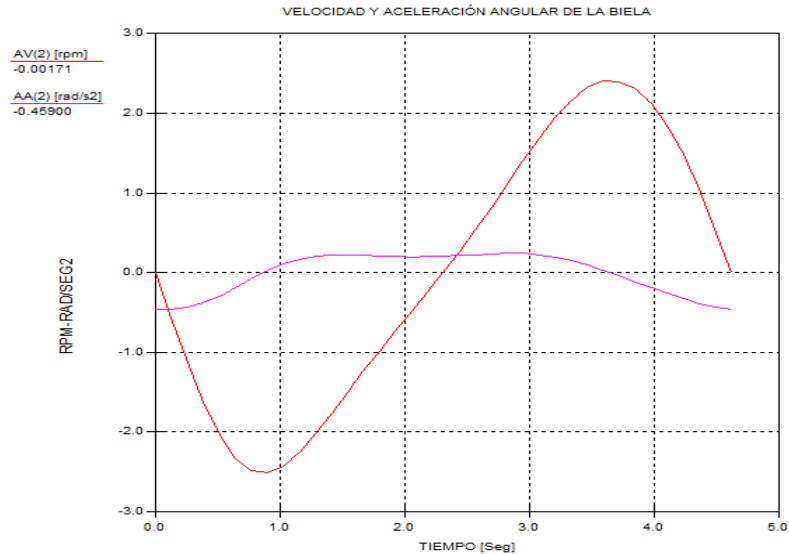
Figura 30. Posición angular de la biela (elemento 2).



Fuente: Autores.

Para su velocidad y aceleración angular se procede a realizar su respectiva gráfica (Figura 31)

Figura 31. Velocidad y aceleración angular de la biela (elemento 2).



Fuente: Autores.

Los valores de la velocidad (línea roja) oscilan **entre -2.5 y 2.5 rpm**, y presenta esta forma de gráfica debido a su movimiento, en el que en el nodo 2 es un rotatorio, mientras que en el nodo 3 su movimiento correspondiente es alternativo. Los valores de aceleración angular (línea fucsia) son realmente bajos, debido precisamente a la magnitud de la velocidad, los cuales oscilan entre **-0.43 y 0.24 rad/seg²**.

Como análisis adicional se puede establecer la relación clara de las gráficas de posición, velocidad y aceleración angular, en donde visualmente se establece que cada curva corresponde a la derivada de la magnitud inicial, haciendo estos valores confiables para el análisis cinemático.

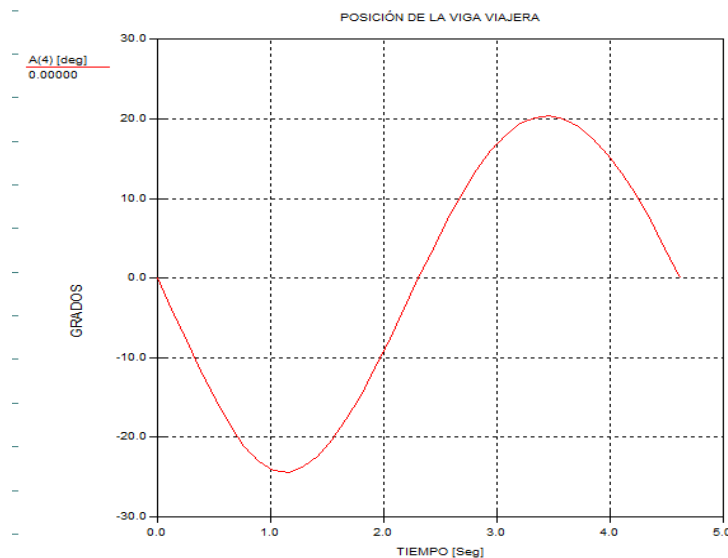
4.2.4.3. Análisis de la viga viajera (elementos 3 y 4, nodos 3, 4 y 5). Este análisis es el más importante para los cálculos generales de la cinemática, ya que relaciona el movimiento angular de la viga viajera con el desplazamiento

alternativo que se genera en el sistema de cargas, que en nuestro caso será representado por el nodo 5.

Para efectos de reducción de datos, los parámetros angulares de la viga viajera son los mismos en los nodos y elementos involucrados, por lo cual, para el desarrollo de sus gráficas se analizará el **elemento 4** en representación del conjunto.

En la posición angular del elemento 4, la gráfica evidencia que para el análisis en general la posición inicial estará representada cuando la viga viajera esté completamente horizontal; esta condición aplica para todos los valores obtenidos por esta herramienta de cálculo (*Figura 32*).

Figura 32. Posición angular de la viga viajera (elemento 4).

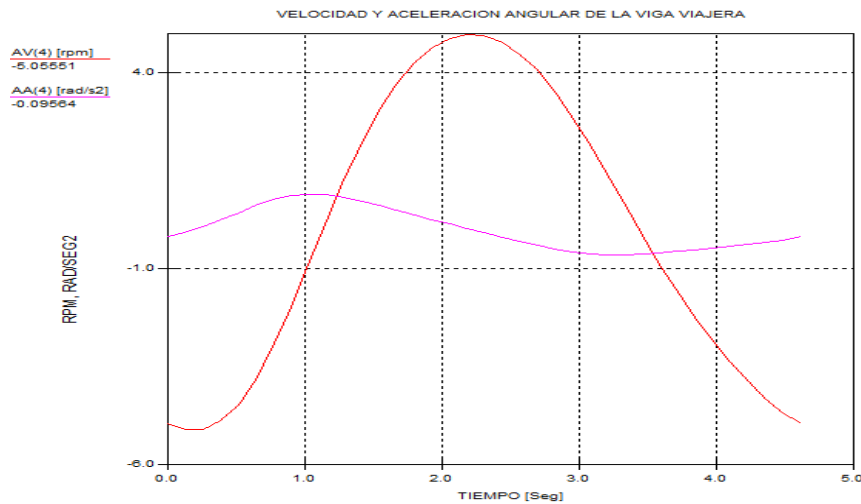


Fuente: Autores.

Esta vez los valores de posición angular oscilan entre **-24 y 20 grados aproximadamente**, haciendo notorio un mayor desplazamiento de la viga desde el cero hasta el punto muerto inferior, que lo que presenta entre el cero y el punto muerto superior.

El valor de la velocidad angular (línea roja) oscila entre **-5 y 5 rpm**, mientras que la aceleración angular (línea fucsia) registra valores que oscilan entre **-0.64 y 0.9 rad/seg²**(Figura 33)

Figura 33. Velocidad y aceleración angular de la viga viajera (elemento 4).

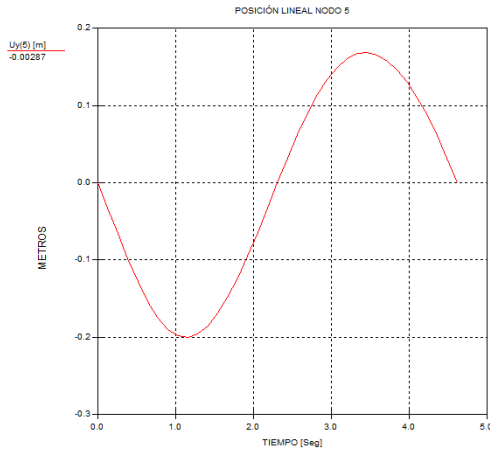


Fuente. Autores

Para el registro de valores lineales se procede a analizar el nodo 5, en el cual se observan las gráficas correspondientes a su posición, velocidad y aceleración lineal.

Para recordar, este análisis correspondería entonces a un estimado de los fenómenos lineales verticales que se registran en el sistema de cargas, por lo que de este análisis se podrán hacer consideraciones de cálculo y diseño en general (Figura 34)

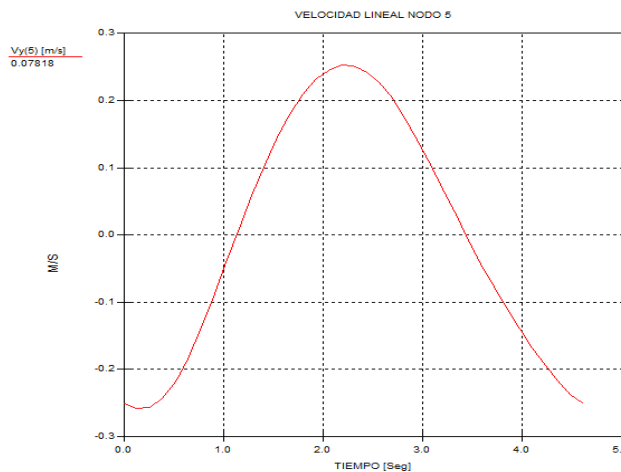
Figura 34. Desplazamiento lineal del nodo 5



Fuente: Autores.

En la siguiente figura se puede observar que este valor oscila entre **-0.2 y 0.14 metros**, con lo que corresponde a un valor absoluto de **0.34 metros**. Este es un valor estimado de carrera, ya que el valor neto dependerá de la construcción del banco de pruebas en general, en donde es complejo conservar todos los valores propuestos en la teoría (*Figura 35*).

Figura 35. Velocidad lineal del nodo 5.



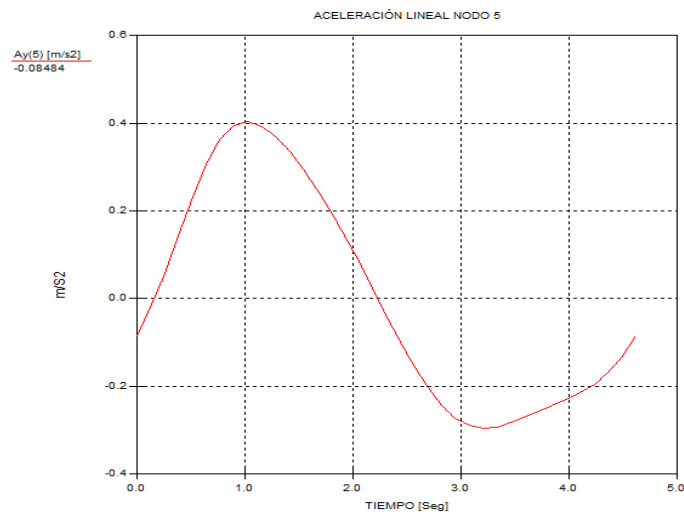
Fuente: Autores.

Los valores arrojados en la gráfica son de suma importancia para la presente investigación, ya que representa en gran medida uno de los valores más relevantes para el cálculo de la potencia estimada a transmitir, con la que se seleccionará el motor y la reducción del sistema.⁹

Los valores de esta gráfica oscilan entre **-0.25 y 0.25 m/s**, registrando su valor más alto en el paso de la viga viajera por la posición horizontal (*Figura 36*).

En la gráfica 36 se visualiza el patrón de valores de la aceleración lineal en el nodo 5, en el cual se interpreta el rango de valores que se dan **entre -0.29 y 0.4 m/s²**. La importancia de esta curva es observar la aceleración que va a presentar el sistema de cargas, y específicamente hablando de la pesa viajera.

Figura 36. Aceleración lineal del nodo 5.

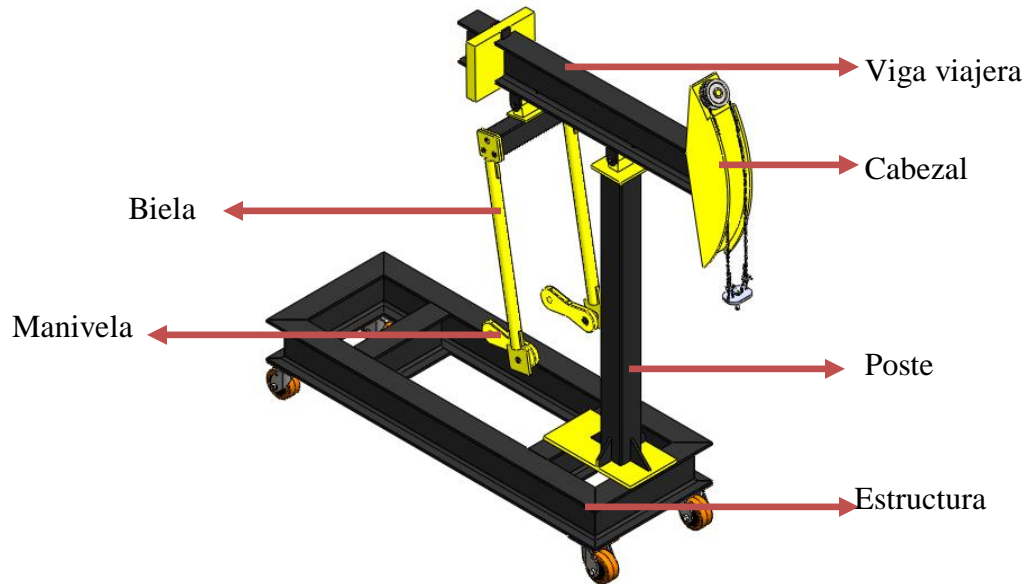


Fuente: Autores.

⁹ Ver Capítulo 5, Cálculo de la potencia del sistema.

4.3. SELECCIÓN Y PROPUESTA DE CONSTRUCCIÓN DEL BALANCÍN

Figura 37. Propuesta de construcción del balancín



Fuente: Autores.

Cumpliendo con la geometría requerida basados en la ley de Grashof¹⁰, se diseñó el balancín (mecanismo de superficie) (*Figura37*), el cual es un equipo que emula el movimiento alternativo de una máquina de levantamiento artificial de petróleo, permitiendo obtener resultados similares obtenidos en los registros de pozo, resultados vistos en gráficas conocidas como registros dinagráficos los cuales relacionan datos de fuerza contra posición según el movimiento de la máquina.

El mecanismo de superficie se compone por una serie de elementos o partes las cuales tienen funciones específicas en el desempeño óptimo del prototipo emulador.

Tales elementos se clasificaron según su funcionalidad en el balancín, destacando principalmente cuatro partes, nombrados a continuación:

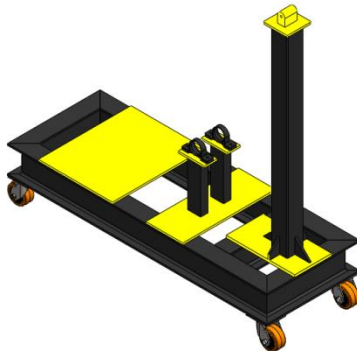
¹⁰ Ver anexo A.

- Base
- Sistema biela-manivela
- Viga viajera
- Cabezal o cabeza de caballo (debido a su nombre en inglés, *horsehead*).

4.3.1. Selección y Propuesta de Construcción De La Base

El diseño de la base del prototipo se basó en una estructura rígida y robusta con el fin de equilibrar cargas de la caja emuladora (*Figura 38*), a su vez posibilita cambios o variaciones con futuros proyectos asociados al desarrollo de esta investigación que parte en esta máquina, es por ello que la base fue construida con perfiles en I de acero DIN IPE 80 (*figura 39*). Estos perfiles fueron seleccionados para la construcción de la base principalmente por la facilidad de adquisición, debido a que se encontraban disponibles y fueron dados por la *Escuela de Ingeniería Mecánica* para la facilidad del desarrollo del prototipo emulador de cargas. Además, debido a su tamaño, estos perfiles garantizan alta estabilidad a la máquina, y debido a su fuerte estructura no presentan riesgos de fatiga debido a la vibración mecánica generada por excentricidades y desajustes en el mecanismo.

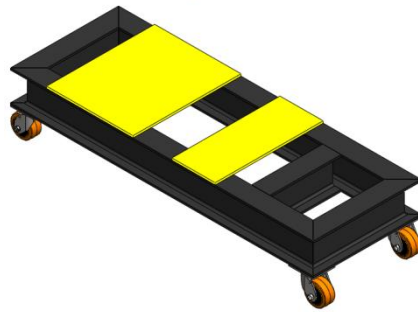
Figura 38. Estructura diseñada de la base del sistema emulador.



Fuente: Autores.

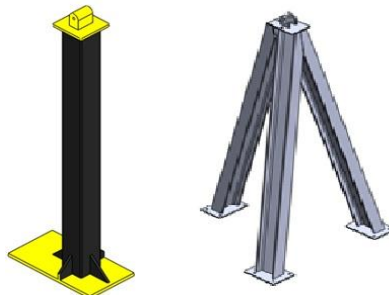
El diseño de la base del prototipo se basó en una estructura rígida y robusta con el fin de equilibrar cargas de la caja emuladora (*Figura 38*), a su vez de posibilitar cambios o variaciones con futuros proyectos asociados al desarrollo de esta investigación que parte en esta máquina, es por ello que la base fue construida con perfiles en I de acero DIN IPE 80 (*figura 39*). Estos perfiles fueron seleccionados para la construcción de la base principalmente a la facilidad de adquisición, debido a que se encontraban disponibles y fueron dados por la *Escuela de Ingeniería Mecánica* para la facilidad del desarrollo del prototipo emulador de cargas. Además, debido a su tamaño, estos perfiles garantizan alta estabilidad a la máquina, y debido a su fuerte estructura no presenta riesgos de fatiga debido a la vibración mecánica generada por excentricidades y desajustes en el mecanismo.

Figura 39. Base del prototipo emulador.



Fuente: Autores.

Figura 40. Cambio de diseño de la estructura que soporta la viga viajera



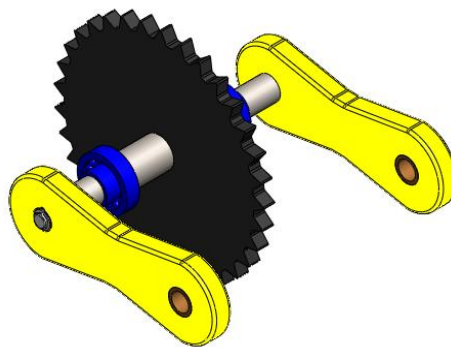
Fuente: Autores

La base a su vez tiene una columna como soporte de la viga viajera (Figura 40), la cual es un tubo cuadrado de acero estructural ISO 90 mm x 90 mm x 4.0 mm de 105 cm de alto. El perfil cuadrado, con sus características de material y calibre, brindan total sustentación de la viga viajera, con alta resistencia a la fatiga y brindando rigidez al mecanismo manivela-biela- balancín. Está adherido a la base por medio de soldadura de arco por electrodo, además de ser reforzado con unos cuadrantes en forma de triángulo para brindar resistencia a esfuerzos indeseados que puedan ser generados por la mala operación y maniobra del sistema emulador.

La idea inicial consistía en tres vigas DIN IPE 60 previamente soldadas formando un trípode (ver figura 31), pero dicha idea fue descartada por exceso de costo, sobre diseño y sobre todo la dificultad de conseguir el material, el cual no está disponible en la ciudad.

4.3.2. Sistema De Manivela-Biela

Figura 41. Manivelas conectadas al eje de transmisión

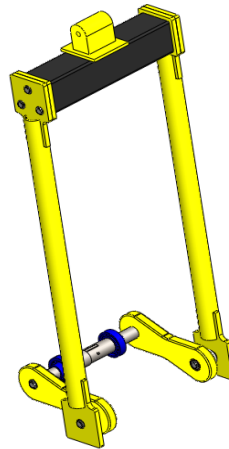


Fuente: Autores.

El sistema manivela-biela es un mecanismo muy importante en el balancín, puesto que tiene la finalidad de acoplarse a la viga viajera para generar la conversión del movimiento rotatorio proveniente del eje de transmisión a un movimiento alternante que accione el sistema de cargas. Cabe mencionar que la manivela tiene un movimiento circular ligado al sistema de transmisión (Figura 41), por lo cual esta tiene un comportamiento uniforme y constante. Por su parte la biela, pese a tener un movimiento circular en la articulación que se une con la manivela, su comportamiento en particular no es uniforme, ya que en su articulación de unión con la viga viajera se precisa un movimiento alternante semicircular.

Para efectos de su desarrollo físico, se diseñó un sistema de gran simplicidad muy similar a un equipo de bombeo real tanto en su geometría como en su estructura. Como dato específico, el diseño de este sistema es de doble efecto (Figura 42), es un mecanismo compuesto por dos manivelas y dos bielas espaciadas simétricamente asociadas a cada una de sus elementos auxiliares.

Figura 42. Sistema de doble acción manivela-biela.



Fuente: Autores.

Las principales ventajas de este sistema de doble efecto es la distribución de la carga en el eje de transmisión, ya que la carga neta proveniente del sistema de

cargas y se reparte en los extremos del eje evitando una falla por rotura provocada por cargas puntuales repetitivas.

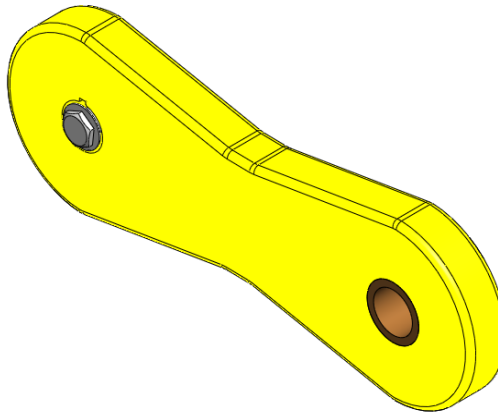
El sistema de doble acción es ampliamente utilizado en la producción de pozos petroleros, por lo que esta disposición también es un prototipo de una unidad real de un equipo de bombeo mecánico artificial tipo convencional, permitiendo un registro visual adecuado para las posteriores investigaciones.

Una ventaja del doble efecto es la flexibilidad del diseño, ya que al ser simétrica su distribución permitirá fácilmente su modificación o modificaciones pertinentes en un futuro, dejando espacio suficiente entre manivelas para la adecuación de un nuevo sistema de transmisión, el cual cumpla con más fidelidad la emulación del sistema de transmisión.

4.3.2.1. Manivelas. Las manivelas cumplen con la función de ser el elemento transmisor de torque proveniente del motor hacia el mecanismo en general (*Figura 42*). Como característica de diseño, las manivelas deben tener el movimiento conjunto con el eje, es decir, son fijas respecto al sistema de transmisión, mientras que en la articulación se unen con las bielas deben ser elementos flexibles al movimiento rotacional.

Las manivelas son componentes de acero estructural **ASTM A36** de dimensiones **22.86 cm x 7.62 cm x 2 cm** (largo, ancho y espesor) con perforaciones centradas y espaciadas a 6 pulgadas; en la cual la perforación con cuña es para conectar el eje de transmisión y la otra es para conectarse con las bielas y formar el sistema biela manivela (*Figura 43*)

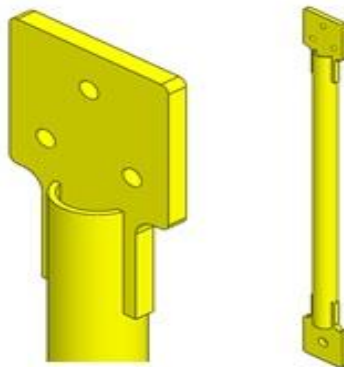
Figura 43. Manivela.



Fuente: Autores.

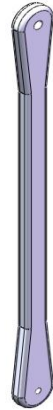
4.3.2.2. Bielas. La bielas (*figura 44*) son elementos compuestos de tres piezas, un tubo de acero ASTM A500 grado C con diámetro externo de 3.8 cm (1.5 in) y 64.5 cm de largo, donde sus extremos van con chaflanes de acero estructural A36 específicamente perforados para su sujeción y soldados al tubo formando una pieza simple y práctica con la funcionalidad de una real pero con gran variación en su diseño.

Figura 44. Biela y chaflán conector.



Fuente: Autores.

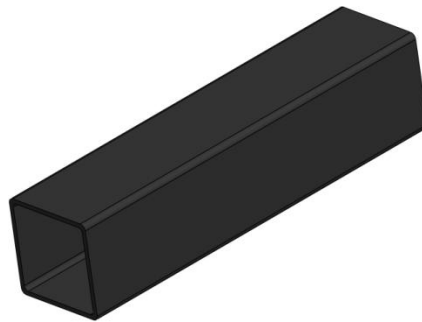
Figura 45. Diseño inicial de la biela.



Fuente: Autores.

Pero la idea inicial era que las bielas fuesen un sola pieza integrada (*Figura45*), de lámina recortada, con espesor de 2.54 cm, pero esa idea fue descartada debido a que la manufactura de dicha pieza era más compleja y más costosa, además de que sus acabados tenían gran dificultad sin contar la posible falla a la ruptura por la geometría de la pieza.

Figura 46. Tubo conector de la bielas



Fuente. Autores

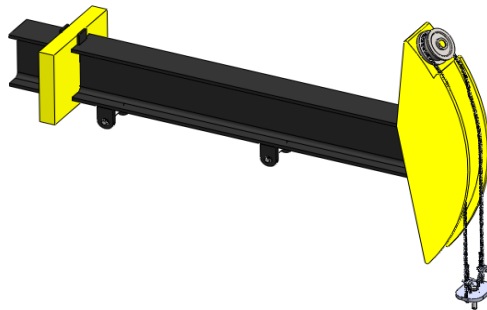
Adicionalmente, las bielas están unidas por medio de un elemento (figura 46) al cual llamamos viga de las bielas, la cual consiste en un tubo de sección cuadrada **ISO 70 x 70 x 3** (lado, lado y calibre, respectivamente, en mm), con 30 cm de longitud, cuya función es la de, además de unir las bielas, entregar un solo

movimiento relativo respecto a la viga viajera, es decir, el elemento está fijo respecto a las bielas, mientras que produce el movimiento propio del mecanismo por medio de un dado de acero el cual contiene un buje de bronce fosforado, por el que pasa un pivote de acero, permitiendo así libertad de movimiento entre estos elementos.

4.3.3. Viga Viajera

La viga viajera es un elemento rígido al cual se le transmite un movimiento oscilatorio mediante el sistema manivela-biela, con el fin de mover el cabezal y así hacer el proceso de succión y extracción de crudo; el movimiento de la viga viajera tiene efecto sobre el sistema de cargas al producir el movimiento alternativo sobre los bloques que emulan la dinámica del proceso de succión de petróleo (*Figura 47*).

Figura 47. Viga viajera



Fuente. Autores

Dicho componente del prototipo es una **viga en I de acero DIN IPE 80**(*Figura 48*), perfil seleccionado igual al de la base, porque cumple los estándares de diseño, sin ser más costoso y por la asequibilidad de manufactura es decir, se adquirió el

material de un total de 4 perfiles en I, distribuidos estratégicamente entre la base y la viga viajera, cortándolo para cada parte de machín.

Figura 48. Perfil viga Viajera.



Fuente. Autores

4.3.4. Contrapeso

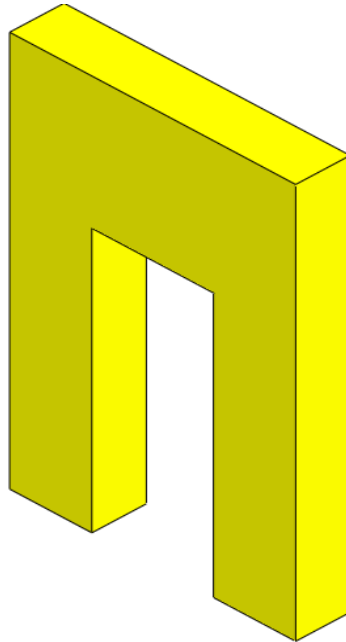
En la viga viajera también encontramos sujeto uno(s) bloques de acero estructural **ASTM A36 conocidos como contrapesos**, los cuales tienen la función de aliviar el trabajo de motor siendo de gran ayuda en los momentos que la unidad motriz necesita torque elevados, impidiendo fallas en el motor por exceso de trabajo o sobrecarga.

La función específica de los contrapesos es el de nivelar cargas con respecto a la sarta de varillas, con lo cual hay una reducción del consumo de potencia en el motor.

En la unidad, la pesa viajera emula la sarta, la cual tiene una masa de **40 Kg**. A favor de la ganancia de potencia del balancín, se encuentra la masa representada por las bielas y la viga de bielas, las cuales tienen un peso considerable y se estima su masa en **12 Kg**.

Para realizar el contrabalanceo, se dispuso de una pieza de **acero ASTM A36**, sobre la viga viajera, en el extremo opuesto al del cabezal (*figura 49*), instalado con la opción de ser removido o incluso cambiado por otro contrapeso, dependiendo de las condiciones específicas que se requieran.

Figura 49. Contrapeso



Fuente. Autores

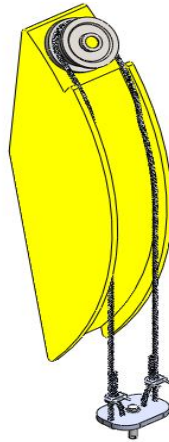
Esta pieza, fue seleccionada de tal manera que su masa represente un valor neto de contrabalanceo de **20 Kg**, así que, junto con la suma de la masa de las bielas y la viga de unión de bielas, suman un total de contrabalanceo de **32 Kg**.

La diferencia entre los dos valores a equilibrar es de **8 Kg**, lo cual es aceptable y considerable para la reducción de consumo de potencia. Cabe aclarar que es posible balancear un poco más el sistema emulador, pero este cálculo también estará sometido a los requerimientos particulares que el operario, estudiante y/o investigador pretenda aplicar al mecanismo en general.

4.3.4. Cabezal

El cabezal o cabeza de caballo (horsehead) es una pieza del sistema la cual es la referencia o pauta para describir una curva imaginaria en la cual se describe el movimiento alternativo requerido para la succión y extracción de crudo (*Figura 50*). Su construcción se llevó a cabo mediante tres láminas **de acero ASTM A36, de 1 cm de espesor**, previamente dobladas y soldadas cumpliendo los parámetros de diseño, radio, altura, etc.

Figura 50. Cabezal



Fuente: Autores

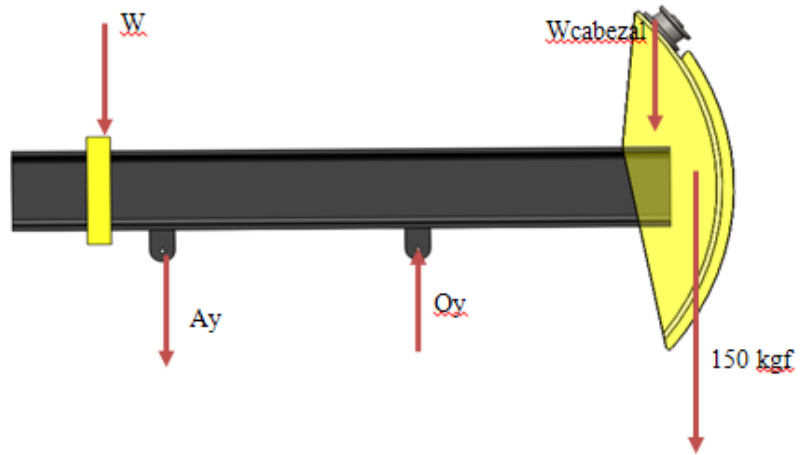
4.3.5. Análisis Estático

$$M_o = 0$$

$$-150 * 40.6 + A_y * 41 + W_c * 41 = 0$$

$$A_y = 123.7 \text{ kgf}$$

Figura 51. Diagrama de cuerpo libre de la viga viajera y sus componentes



Fuente. Autores

$$M_o = 0$$

$$-150 * 40.6 + A_y * 41 + W_c * 41 = 0$$

$$A_y \quad A_y = 123.7 \text{ kgf}$$

$$F_y = 0$$

$$O_y = 150 + A_y + W_c$$

$$O_y = 293.7 \text{ kgf}$$

Para este análisis estático (figura 51) cabe resaltar que en el extremo derecho de la viga hay una carga de 150 kgf la cual representa las cargas de los componentes de sistema de cargas entre los cuales se encuentra bloque viajero, de succión, ganchos palancas resortes entre otros.

4.3.6. Análisis De Resistencia

Tabla 34. Información del modelo

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
Simetría2 	Sólido	Masa:49.0328 lb Volumen:172.895 in ³ Densidad:0.283599 lb/in ³ Peso:48.9995 lbf
Saliente-Extruir3[1] 	Sólido	Masa:0.359804 lb Volumen:1.26871 in ³ Densidad:0.283599 lb/in ³ Peso:0.35956 lbf
Saliente-Extruir3[2] 	Sólido	Masa:0.359804 lb Volumen:1.26871 in ³ Densidad:0.283599 lb/in ³ Peso:0.35956 lbf
Redondeo2 	Sólido	Masa:32.4227 lb Volumen:115.058 in ³ Densidad:0.281793 lb/in ³ Peso:32.4007 lbf
Saliente-Extruir2 	Sólido	Masa:0.189081 lb Volumen:0.670991 in ³ Densidad:0.281793 lb/in ³ Peso:0.188952 lbf
Cortar-Extruir2 	Sólido	Masa:0.675371 lb Volumen:6.84769 in ³ Densidad:0.0986275 lb/in ³ Peso:0.674913 lbf
Saliente-Extruir1 	Sólido	Masa:32.2238 lb Volumen:113.624 in ³ Densidad:0.283599 lb/in ³ Peso:32.2019 lbf

En la tabla 34. Se encuentra los elementos de la viga viajera, y sus respectivas especificaciones físicas, características que permitirán hacerse a una idea de la dimensión de estos elementos.

Tabla 35. Propiedades del Estudio

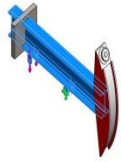
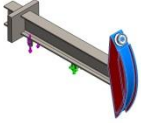
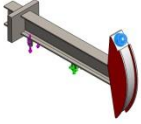
Nombre de estudio	Estudio de la viga viajera y componentes
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Tipo de solver	FFEPlus

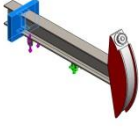
Tabla 36. Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

La Tabla 37. Describe el método de diseño y construcción, además de la elección del material como de sus propiedades físicas cada pieza tiene su especificación y se ve reflejada por que en cada fila hay una imagen y en ella una pieza seleccionada.

Tabla 37. Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 4340 Acero normalizado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 7.1e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1.11e+009 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coficiente de Poisson: 0.32</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8e+010 N/m²</p> <p>Coficiente de dilatación térmica: 1.2e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Simetría2)(brazo superior del machin-1), Sólido 2(Saliente-Extruir3[1])(brazo superior del machin-1), Sólido 3(Saliente-Extruir3[2])(brazo superior del machin-1)</p>
	<p>Nombre: Acero inoxidable al cromo</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 1.72339e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4.13613e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: 7800 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.7e+010 N/m²</p> <p>Coficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Redondeo2)(ca bezal-1/cabezal-1), Sólido 2(Saliente-Extruir2)(cabezal-1/cabezal-1)</p>
	<p>Nombre: 3003-H12, Barra (SS)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 1.25e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 1.3e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 6.9e+010 N/m²</p> <p>Coficiente de Poisson: 0.33</p> <p>Densidad: 2730 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 2.5e+010 N/m²</p> <p>Coficiente de dilatación térmica: 2.3e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir2)(cabezal-1/polea en el cabezal-1)</p>

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 2.5e+008 N/m ² Límite de tracción: 4e+008 N/m ² Módulo elástico: 2e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.26 Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 7.93e+010 N/m ²	Sólido 1(Saliente-Extruir1)(pesos-2)

La tabla 38 se observa, la acción de la fuerza el punto fijo de la viga viajera, sus fuerzas de reacción, sus momentos de reacción si los hay, es decir es un análisis minucioso en la zona de apoyo de la viga viajera.

Tabla 38.Sujeciones


Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades:	2 cara(s)	
		Tipo:	Geometría fija	
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-23.8356	2682.91	-0.830151	2683.01

Tabla 39.Cargas

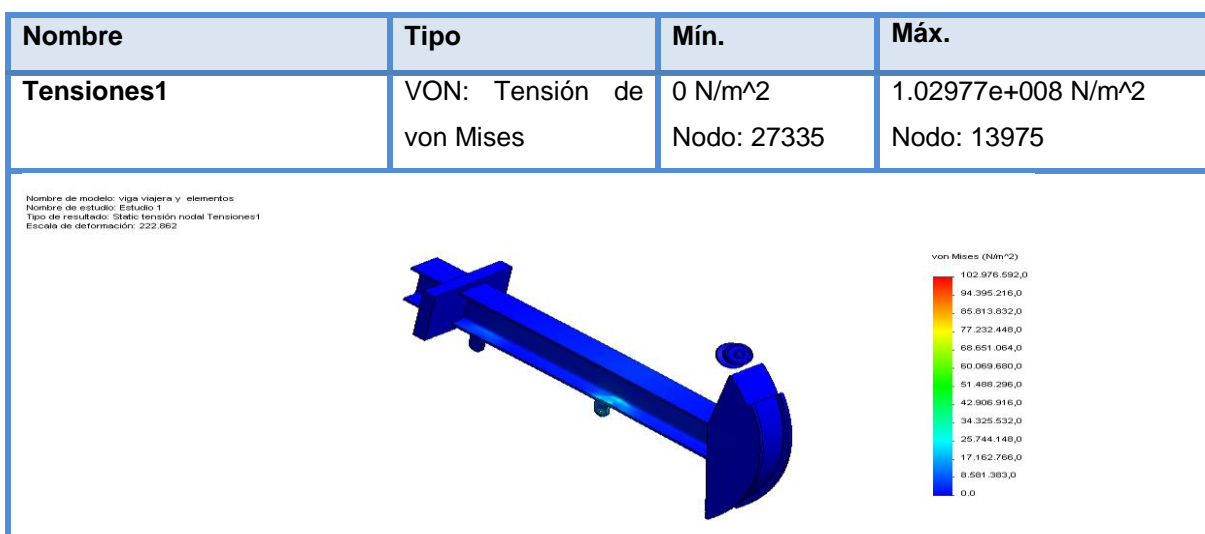
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-1		Entidades:	1 arista(s)
		Referencia:	Arista< 1 >
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	---, ---, 150 kgf
Fuerza-2		Entidades:	2 cara(s)
		Referencia:	Arista< 1 >
		Tipo:	Aplicar fuerza
		Valores:	---, ---, -61.85 kgf

La tabla 39 enseña los resultados y explica las zonas donde hay cargas externas o puntuales, permite observar la verdadera influencia de la carga sobre la pieza

Tabla 40.Fuerza resultante.

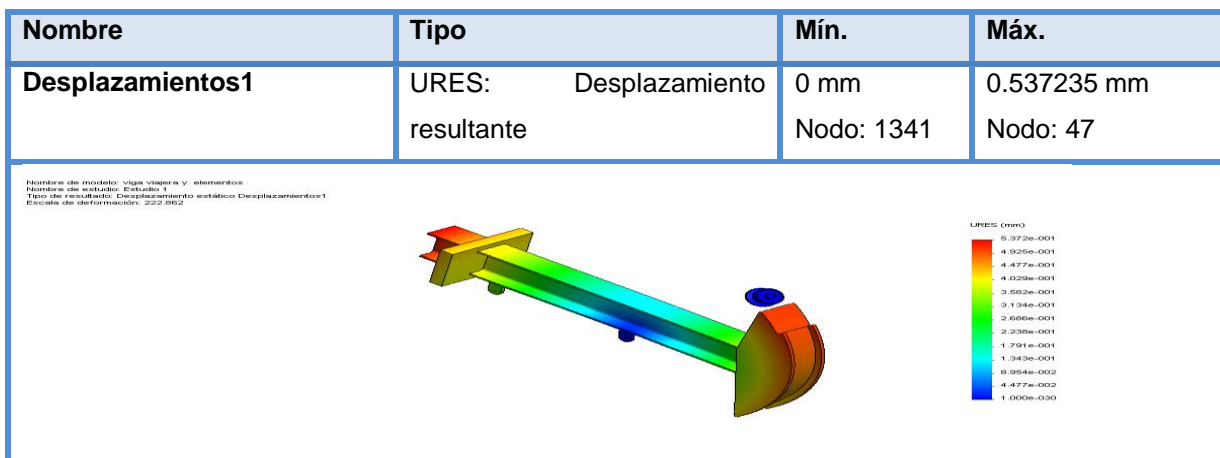
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	-23.8356	2682.91	-0.830151	2683.01

Tabla 41.Resultados análisis de tensión.



La tabla 41. Análisis de resultados de tensión, enseña las zonas donde posiblemente pueden ocurrir fallos por sobre esfuerzos, según la imagen de la tabla 41 vemos que la zona de mayor concentración de esfuerzos es el punto O. (Figura 42), porque en este punto vemos una variación de la coloración pasando de azul oscuro a azul claro, pero esta variación no es de preocupación, tal caso fuese donde la coloración fuese roja.

Tabla 42.Resultados del análisis desplazamiento



La tabla 42. Análisis de desplazamiento muestra los puntos con mayor cambio de posición debido a la acción de las cargas, los punto de mayor cambio son el extremo de cabezal y el extremo izquierdo de la viga, esto se debe a la geometría y función de la unidad de bombeo mecánico, el cual debe seguir un movimiento alternativo cuasi circular es por eso que sus extremos tienen mayor libertad de movimiento.

La tabla 43. Aclara los resultados del análisis de deformaciones unitarias muestra que el punto O donde hay mayor concentración de carga y de esfuerzos es el lugar donde el material sufre mayores deformaciones, claro está que sin producir falla o representar un riesgo o futura falla.

Tabla 43. Resultados del análisis de Deformaciones unitarias.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0 Elemento: 14067	0.000295091 Elemento: 7491

Nombre de modelo: viga viajera y elementos
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 222.062



Tabla 44. Resultados del cálculo de factor de seguridad.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Tensión de von Mises máx.	6.89477 Nodo: 13975	1e+016 Nodo: 27335

Nombre de modelo: viga viajera y elementos
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 6.9

FDS

- 10.000.000.272.564.224,00
- 9.166.667.095.474.176,00
- 8.333.333.918.384.128,00
- 7.500.000.204.423.168,00
- 6.666.667.027.333.120,00
- 5.833.333.850.243.072,00
- 5.000.000.136.282.112,00
- 4.166.666.959.192.064,00
- 3.333.333.513.666.560,00
- 2.500.000.068.141.056,00
- 1.666.666.756.833.280,00
- 833.333.378.416.640,00
- 6.89

La tabla 44 enseña que toda la viga viajera está cumpliendo los parámetros de diseño, pues el factor de seguridad cumple con los estándares de evitar falla, parte de esto se debe a la robustez de los elementos, sin embargo en factor es un poco más que seguro, pero eso se debe a que la construcción del conjunto se llevó a cabo con los materiales asequibles en el mercado alterando los cálculos del diseño pertinente

5. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL PROTOTIPO EMULADOR.

Habiendo definido las variables involucradas en la emulación de las cargas de una unidad de bombeo artificial tipo Churchill, así como las magnitudes a registrar, tal como son la carga y la posición de la barra pulida en el ciclo de bombeo, y de establecer parámetros geométricos y mecánicos para la elaboración del mecanismo de cuatro barras tipo manivela-biela-balancín, se debe establecer el o los elementos que generen y transmitan la potencia al sistema de cargas¹¹ y al equipo emulador de superficie¹².

Este sistema debe tener la capacidad de levantar las cargas generadas por las pesas viajera y pesa de bombeo, así como los resortes de carga viajero y gemelos. A su vez, debe activar el movimiento característico del balancín, el cual convierte el movimiento rotacional propio del sistema de transmisión, en movimiento alternante vertical que hará mover de correcta forma el sistema de cargas.

En un proceso de extracción de crudo desde un sistema de levantamiento artificial real, este sistema de transmisión está generado mediante un motor eléctrico (en su mayoría de veces), cuya potencia es calculada según la profundidad del pozo, del crudo a extraer, etc.

El motor eléctrico a su vez se emplea mediante el uso de un sistema de reducción de velocidad, que a su vez, realmente representa la ganancia de torque de motor para poder mover en conjunto el fluido (crudo), la sarta de varillas y la inercia de la

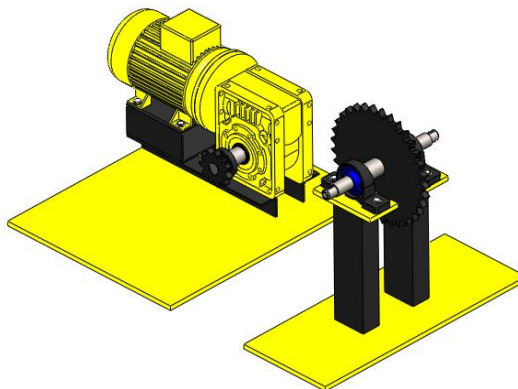
¹¹Ver Capítulo 3.

¹² Ver Capítulo 4.

unidad de bombeo artificial en pozo, el sistema de reducción de velocidad consiste, en dos etapas. La primera etapa consiste en una reducción por poleas, aprovechando la gran velocidad angular del motor ya que este sistema de reducción es altamente eficiente para ese número de revoluciones, y es un sistema económico. La segunda etapa consiste en una caja de engranajes, la cual hace un segundo proceso de reducción para así garantizar la Velocidad de salida deseada y el torque necesario para mover la unidad de bombeo artificial.

Teniendo en cuenta el sistema de potencia y transmisión usado en la producción de petróleo (en un sistema tipo Churchill convencional), se diseñó y seleccionó el sistema de transmisión para el equipo emulador de cargas, el cual también involucra factores como los económicos, de asequibilidad, y de versatilidad en su selección e instalación (*Figura 52*).

Figura 52. Esquema del sistema de transmisión



Fuente: Autores.

5.1. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Las consideraciones de diseño del sistema de transmisión dependen totalmente de las variables de diseño ya determinadas anteriormente, donde el sistema de cargas, al ser emulador de la bomba de subsuelo, profundidad de pozo y calidad

de fluido, es parte vital para concluir la selección de la unidad motriz del equipo emulador de cargas.

Ya mencionados en el capítulo 3¹³ los requerimientos iniciales fueron plenamente identificados; para calcular el sistema de transmisión, se parte de dos principios, los más importantes de consideración, para realizar el diseño y la selección de motor, reductor, etc. Estas condiciones son:

- Rango de carga a levantar: **40 a 120 Kg-f.**
- Velocidad angular máxima de salida: **15 rpm.**

Con estos valores de requisito para diseño del sistema de transmisión, se procede a determinar la potencia requerida del sistema.

Como requisitos adicionales, se debe tener en cuenta que **el sistema debe ser equipado con un motor de inducción eléctrico trifásico**, ya que presenta un consumo razonablemente parecido a los motores de deslizamiento parecidos a los utilizados en la producción de crudo.

Además, se requiere el uso de un sistema de reducción de velocidad, con el fin de lograr la velocidad deseada, ya que los motores de inducción manejan rangos de velocidad entre 1200 y 3600 rpm, dependiendo de la referencia del motor. Por lo cual, se tuvo que pensar en un sistema de reducción que, aproximadamente su relación de velocidad, sea alrededor de 100 o más, dependiendo de las condiciones iniciales impuestas por fábrica del motor.

¹³ Ver capítulo 3, apartado 3.1.

5.2. CÁLCULO ESTIMADO DE LA POTENCIA CONSUMIDA POR EL SISTEMA

Para determinar un valor estimado de potencia, se deben tener claro los parámetros de diseño, los cuales fueron mencionados anteriormente.

Cabe resaltar que se calcula un valor estimado, debido a la geometría compleja y dinámica del sistema, por lo que se procede a un método sencillo, pero con validez de diseño.

Mediante la siguiente fórmula se desarrollará el método de cálculo, el cual involucra el comportamiento del sistema de cargas visto desde el punto de vista dinámico y cinemático:

$$Pot = F \cdot V$$

De la cual se afirma que Pot es la potencia consumida por el sistema, F la carga a ser levantada por el emulador de cargas, y V la velocidad puntual que se presenta en la barra pulida.

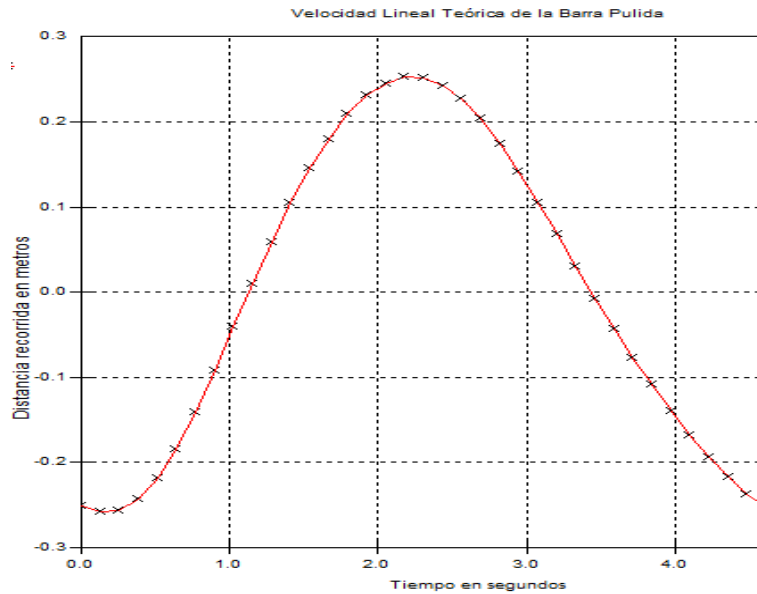
Por supuesto, este valor de potencia consumida es un valor teórico del estimado, y este debe verse afectado por las eficiencias del sistema.

Los valores de eficiencia más notorios son los presentados en la reducción de velocidad, la cual hace parte como tal del sistema de transmisión, además de otra eficiencia mecánica que implica las pérdidas por fricción, desalineamientos, imprecisiones, etc.

Por lo cual, la potencia “real” estimada para el levantamiento del sistema de cargas es:

$$Pot_{\text{útil}} = \eta_{red} \cdot \eta_{cad} \cdot \eta_{mec} \cdot F \cdot V$$

Figura 53. Gráfica de los valores de V durante un ciclo de bombeo.



Fuente: Autores mediante programa SAM 6.1

Dónde:

- $\eta_{red} = 0.65$, valor de la eficiencia por reducción de tornillosin fin.
- $\eta_{cad} = 0.98$, valor de la eficiencia por reducción por cadena.
- $\eta_{mec} = 0.85$, valor estimado de la eficiencia mecánica del sistema.

Los valores de V fueron hallados anteriormente mediante la ayuda de la cinemática del mecanismo de cuatro barras¹⁴. Cabe resaltar que son valores netamente teóricos, pero sirven como referencia para el cálculo que se requiere. En la figura 53, se aprecian los valores de la velocidad lineal de la barra pulida durante un ciclo.

Como punto de partida, esta gráfica toma inicio partiendo de la posición horizontal de la manivela, es decir, se toma en cuenta el cero de la gráfica en el punto intermedio del punto muerto superior y el punto muerto inferior.

¹⁴Ver capítulo 4, sección 4.2.

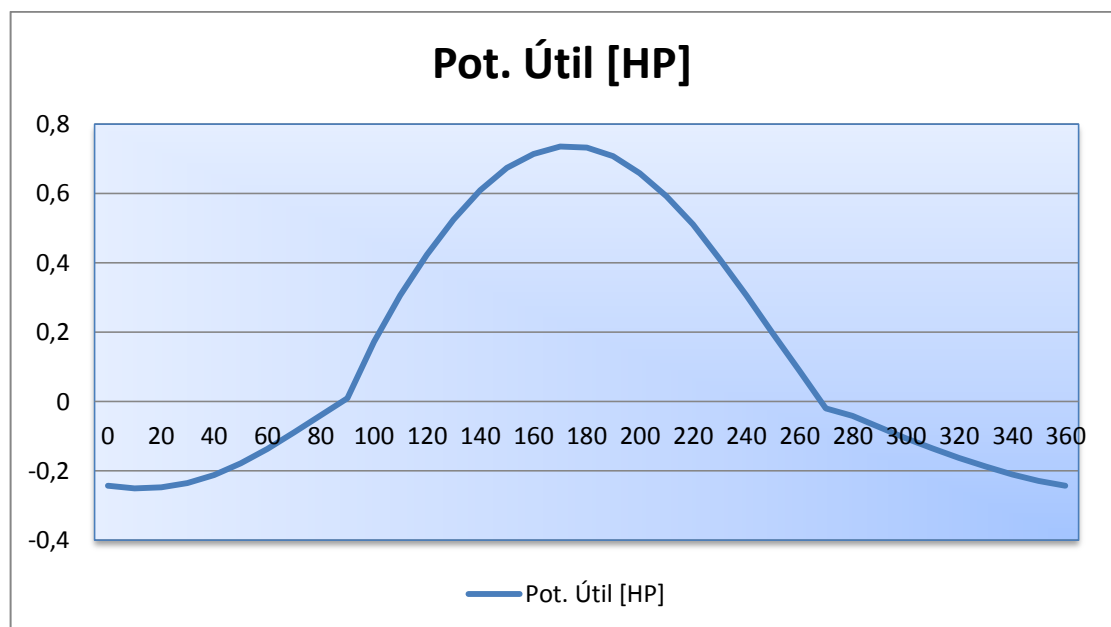
A su vez, el rango de fuerzas varía entre 40 y 120 Kg-f, teniendo en cuenta la posición de la manivela respecto al comportamiento del sistema de cargas.

Tabla 45.Registro de valores para cálculo estimado de la potencia consumida.

A(1)	Vy(5)	Carga	gravedad	Pot Teórica	Factor Conversión	Pot Teórica	ef. Cadena	ef. Mot	ef. Mec	Pot. Útil
[deg]	[m/s]	[Kgf]	[m/s ²]	[Wat]	→	[HP]	-	-	-	[HP]
0	-0.25	40	9.81	-98.4924	0.0013405	-0.132	0.98	0.65	0.85	-0.2438
10	-0.26	40	9.81	-101.239	0.0013405	-0.1357	0.98	0.65	0.85	-0.2506
20	-0.26	40	9.81	-100.454	0.0013405	-0.1347	0.98	0.65	0.85	-0.2487
30	-0.24	40	9.81	-95.3532	0.0013405	-0.1278	0.98	0.65	0.85	-0.2361
40	-0.22	40	9.81	-85.9356	0.0013405	-0.1152	0.98	0.65	0.85	-0.2128
50	-0.18	40	9.81	-72.2016	0.0013405	-0.0968	0.98	0.65	0.85	-0.1788
60	-0.14	40	9.81	-55.3284	0.0013405	-0.0742	0.98	0.65	0.85	-0.137
70	-0.09	40	9.81	-36.1008	0.0013405	-0.0484	0.98	0.65	0.85	-0.0894
80	-0.04	40	9.81	-16.0884	0.0013405	-0.0216	0.98	0.65	0.85	-0.0398
90	0.01	40	9.81	3.924	0.0013405	0.00526	0.98	0.65	0.85	0.00971
100	0.059	120	9.81	69.4548	0.0013405	0.0931	0.98	0.65	0.85	0.17195
110	0.105	120	9.81	123.606	0.0013405	0.16569	0.98	0.65	0.85	0.30602
120	0.145	120	9.81	170.694	0.0013405	0.22882	0.98	0.65	0.85	0.4226
130	0.18	120	9.81	211.896	0.0013405	0.28405	0.98	0.65	0.85	0.5246
140	0.209	120	9.81	246.0348	0.0013405	0.32981	0.98	0.65	0.85	0.60912
150	0.231	120	9.81	271.9332	0.0013405	0.36453	0.98	0.65	0.85	0.67324
160	0.245	120	9.81	288.414	0.0013405	0.38662	0.98	0.65	0.85	0.71404
170	0.252	120	9.81	296.6544	0.0013405	0.39767	0.98	0.65	0.85	0.73444
180	0.251	120	9.81	295.4772	0.0013405	0.39609	0.98	0.65	0.85	0.73153
190	0.243	120	9.81	286.0596	0.0013405	0.38346	0.98	0.65	0.85	0.70821
200	0.226	120	9.81	266.0472	0.0013405	0.35664	0.98	0.65	0.85	0.65867
210	0.203	120	9.81	238.9716	0.0013405	0.32034	0.98	0.65	0.85	0.59164
220	0.175	120	9.81	206.01	0.0013405	0.27616	0.98	0.65	0.85	0.51003
230	0.141	120	9.81	165.9852	0.0013405	0.2225	0.98	0.65	0.85	0.41094
240	0.105	120	9.81	123.606	0.0013405	0.16569	0.98	0.65	0.85	0.30602

A(1)	Vy(5)	Carga	gravedad	Pot Teórica	Factor Conversión	Pot Teórica	ef. Cadena	ef. Mot	ef. Mec	Pot. Útil
250	0.067	120	9.81	78.8724	0.0013405	0.10573	0.98	0.65	0.85	0.19527
260	0.03	120	9.81	35.316	0.0013405	0.04734	0.98	0.65	0.85	0.08743
270	-0.01	120	9.81	-8.2404	0.0013405	-0.011	0.98	0.65	0.85	-0.0204
280	-0.04	40	9.81	-16.8732	0.0013405	-0.0226	0.98	0.65	0.85	-0.0418
290	-0.08	40	9.81	-30.2148	0.0013405	-0.0405	0.98	0.65	0.85	-0.0748
300	-0.11	40	9.81	-42.7716	0.0013405	-0.0573	0.98	0.65	0.85	-0.1059
310	-0.14	40	9.81	-54.5436	0.0013405	-0.0731	0.98	0.65	0.85	-0.135
320	-0.17	40	9.81	-65.9232	0.0013405	-0.0884	0.98	0.65	0.85	-0.1632
330	-0.19	40	9.81	-76.1256	0.0013405	-0.102	0.98	0.65	0.85	-0.1885
340	-0.22	40	9.81	-85.5432	0.0013405	-0.1147	0.98	0.65	0.85	-0.2118
350	-0.24	40	9.81	-92.9988	0.0013405	-0.1247	0.98	0.65	0.85	-0.2302
360	-0.25	40	9.81	-98.4924	0.0013405	-0.132	0.98	0.65	0.85	-0.2438

Figura 54. Gráfica de Potencia de consumo real estimada.



Fuente: Autores.

Los valores de velocidad de la barra pulida, así como de las cargas y las eficiencias, fueron tabuladas en la tabla 45, en la cual se explica en detalle el

proceso de cálculo para hallar el patrón de la potencia útil estimada, cuyo propósito es el de servir como punto de partida para la selección del sistema de transmisión.

En conclusión, el patrón del consumo de potencia útil queda registrada en la figura 45, de donde se acepta como válido el valor de consumo máximo de potencia de:

$$Pot_{\text{útil}} = 0.73444 \text{ HP}$$

La figura 45 corresponde al consumo de potencia útil vs el ángulo de la manivela. Con este valor, el cual tiene en cuenta las pérdidas de potencia debido a ineficiencias, se procede a seleccionar el sistema de transmisión.

5.3. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

Como condición inicial fundamental para la selección del motor, se estipuló que debe ser un motor de inducción eléctrico de tres fases, ya que su operación es muy similar a la de un equipo de bombeo superficial en pozo.

Figura 55. Motor eléctrico de tres fases.



Fuente: <http://www.mcgraw-hill.es/bcv/guide/capitulo/8448173104.pdf>

Además, esta característica facilita mucho su selección, ya que este tipo de motores son ampliamente contenidos dentro del mercado de la ciudad. Por ende, su asequibilidad y su precio son razonables acorde con las exigencias del proyecto (*Figura 55*).

Según el valor máximo de potencia útil consumida por el sistema emulador,

$$Pot_{\text{útil}} = 0.73444 \text{ HP}$$

Se precisa conveniente seleccionar **un motor de 1 HP**, ya que es un valor que no está al margen del calculado mediante estimaciones, y es de fácil asequibilidad.

El motor seleccionado es un motor trifásico de la marca Siemens de 1 HP de potencia, de 4 polos y su velocidad angular nominal es de 1700 rpm, serie 1LA7 080-4YA60, cuyas generalidades son:

Además, este motor fue adquirido en conjunto con un reductor sin fin corona, del cual hablaremos en la siguiente sección.

Tabla 46. Generalidades del Motor.

Torque Nominal	4,29 Nm
Torque de Arranque	1,9 [Tarr/Tn]
Corriente de Arranque	3,7 [Iarr/In]
Momento de Inercia	0,0015 Kg/m ²
Peso	8,1 Kg

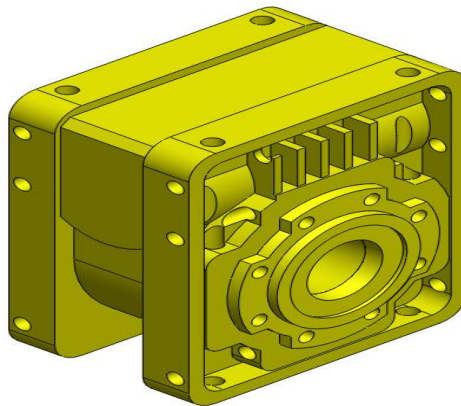
5.4. SELECCIÓN PRIMERA ETAPA DE REDUCCIÓN (REDUCTOR SIN FIN CORONA)

Para la primera etapa de reducción de velocidad, se requirió de un mecanismo el cual fuera totalmente acoplable con el motor ya seleccionado, y que tuviera las características ideales para lograr un movimiento acertado transmitido al balancín.

Se seleccionó un reductor sin fin corona, acoplado al motor eléctrico. El principal motivo de escogencia de esta primera etapa es la gran reducción que realiza, estando muy por encima de otros mecanismos de reducción de velocidad, permitiendo así un avance en el objetivo de reducir considerablemente el valor nominal de rpm del motor.

En segunda instancia, y por lo general, en la industria se encuentra fácilmente este sistema acoplado al motor, lo que comúnmente se denomina *motoreductor* (Figura 56), ya que son usados ampliamente en varias aplicaciones en el mercado industrial, y son económicas a la hora de su adquisición.

Figura 56. Esquema reductor tornillo sin fin corona.



Fuente: Autores.

Así que, al motor siemens seleccionado anteriormente, venía adherido el reductor de tornillo sin fin, lo cual facilitó notoriamente la selección de esta primera etapa de reducción (ver figura 56).

Tabla 47. Especificaciones generales del reductor tornillo sin-fin corona.

Índice de Reducción	45:1
Velocidad de Salida.	38 rpm
Modelo	MW63
Factor de Servicio	1.18
Potencia a Manejar	1 HP

El reductor seleccionado corresponde a la marca *Bonfiglioli* fabricado en Italia, con una reducción de 45:1, con eje de salida doble, de la serie 63W.

Se utiliza una salida (de dos posibles) debido a que la reducción suministrada por la caja no cumple con los requisitos necesarios para el óptimo desempeño del prototipo. Esta salida nos permite el montaje de una segunda reducción, expuesta más adelante; la elección de este equipo es basada en su fácil adquisición en el mercado, sencillo montaje y mantenimiento, buen desempeño en su funcionamiento, manipulación manual, permitiendo realizar diversas pruebas dinográficas, además de su bajo costo en relación con otros tipos de reductores, siendo un elemento de gran importancia debido a que se complementa y acopla con la unidad motriz y la segunda reducción de una manera factible.

Cabe resaltar que debido a la naturaleza de su reducción, la cual es un tornillo sin fin acoplado con una corona, implica que el eje de salida sea cruzado o perpendicular respecto al eje del motor, lo que implica una forma específica de instalación en el banco de pruebas.

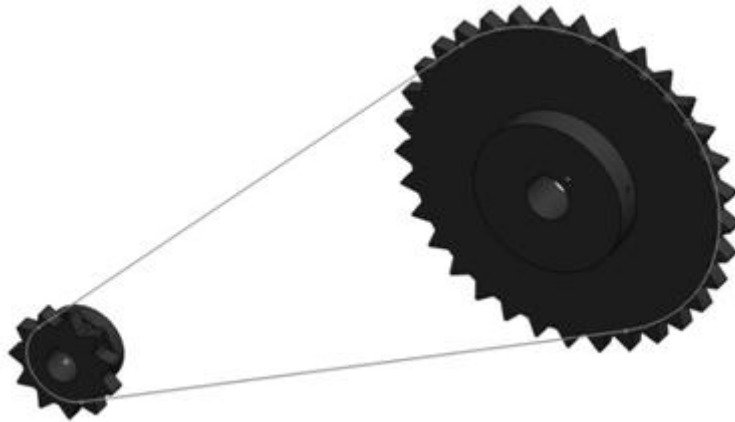
También es importante advertir que no se puede suministrar un movimiento manual desde el balancín, ya que la corona desde su eje queda bloqueada, sin transmitir ningún tipo de movimiento al sistema motriz. Es decir, a menos que no sea conectado el motor, o no sea movido el eje del motor, el banco emulador quedará bloqueado.

5.5. SELECCIÓN Y DISEÑO DE LA SEGUNDA ETAPA DE REDUCCIÓN (REDUCCIÓN POR CADENA).

De acuerdo a los requerimientos iniciales del sistema emulador, los cuales proponen como parámetro fijo una velocidad angular de la manivela **no mayor a 15 rpm**, y en vista que en la primera etapa de reducción de velocidad, compuesta por el **reductor de tornillo sin fin corona registra una velocidad de salida de 38 rpm**, se determina la clara necesidad de realizar una segunda etapa de reducción (*Figura 57*).

Esta segunda etapa de reducción debe conectar el eje de salida de la reducción sin fin corona, con un eje de transmisión en donde están ubicadas el par de manivelas, o sea que esta reducción debe ser sensible a conectar distancia entre ejes.

Figura 57.Reducción de velocidad por cadena de rodillos, piñón y corona.



Fuente: Autores.

Además, debe ser una transmisión de potencia con alta eficiencia, debido a que en la primera etapa de reducción se pierde alrededor del 36% de la potencia entregada por el motor trifásico de inducción.

Como parte importante de selección y diseño, se debe establecer la reducción que este sistema debe entregar entre el eje de salida de la primera etapa y el eje de transmisión de las manivelas. De nuevo, el requisito base para tal cometido, es que la velocidad angular del eje de transmisión no debe superar los 15 rpm. Siendo así, y partiendo del valor de salida del reductor de tornillo sin fin corona, el cual es de 38 rpm, **la reducción de la segunda etapa de transmisión de potencia debe ser de 3:1.**

Para cumplir estos requisitos, se optan por alternativas de solución dos simples sistemas:

- Transmisión por poleas.
- Transmisión por cadena.

En primera instancia, la idea de utilizar una transmisión por poleas fue descartada. A pesar de ser mucho más económica respecto a las cadenas, las poleas son eficientes siempre y cuando su régimen de velocidad de entrada sea alto, es decir, que esté por encima de las 1000 rpm. Este es un sistema totalmente válido para cuando el eje de entrada es directamente el motor.

Esta afirmación se avala, al intentar encontrar por catálogo un sistema de transmisión por polea cuya velocidad de entrada fuera 38 rpm, y no fue posible.

Los posibles efectos de este tipo de transmisión en el banco de pruebas emulador de cargas serían un alto deslizamiento de la banda, provocando ineficiencias, recalentamiento del sistema, y por ende rotura de la banda.

Entonces, en vista de las anteriores desventajas, se decide como segunda etapa de transmisión, **una reducción por cadena de rodillos, con un índice de 3:1.**

5.5.1. Diseño y Selección de la Reducción por Cadena¹⁵

Después de determinar la forma más conveniente de seleccionar la segunda etapa de reducción, la cual es la transmisión por cadena, se debe proceder a calcular y seleccionar el tipo de cadena y de piñones que se ha de utilizar para completar la construcción del sistema de transmisión global.

Para el cálculo del diseño de la cadena y los discos dentados, se deben tener en cuenta los siguientes factores de diseño:

- Potencia a transmitir en Kw ($Pot[Kw]=0.65*Pot[HP]*0.746=0.485 Kw$)
- Fuente de potencia: **Motor eléctrico.**
- Mecanismo a accionar: **Regular.**

¹⁵ Diseño y selección de transmisión por cadena según catálogo general de la empresa Joresa.

- Número de rpm de los ejes: $n_1=38$ rpm, $n_2=13$ rpm aprox.
- Distancia entre centros: **413.7 mm**.

De acuerdo al número de rpm de eje de entrada y de la potencia, se puede hacer una primera estimación sobre la cadena a utilizar.

Conforme al gráfico para selección de cadena Norma ISO 606 (Serie Europea), se requiere, una potencia de 0.485 Kw y 38 rpm, una cadena tipo:

52(10B)

Cabe resaltar que este es un valor estimativo para hallar algunas otras variables. Lo siguiente, es estimar, según los requerimientos de la reducción, la cual es de **3:1**, el número de dientes del piñón (rueda pequeña), y de la corona (rueda grande). Por asequibilidad y por economía, se determinó que estos valores son:

- Número de dientes de piñón: **11 dientes**.
- Número de dientes de la corona: **33 dientes**.

La capacidad de la cadena es afectada por diversos factores de funcionamiento, por ejemplo, el mecanismo que se va accionar, las condiciones de lubricación, la distancia entre ejes, etc. Para considerar la influencia de estas situaciones, se considera necesario hallar los **factores de corrección de potencia**, con los cuales se halla un consumo de potencia acorde a las condiciones de funcionamiento de la transmisión por cadena.

Para determinar el **factor de trabajo (coeficiente f_1)**, se requiere determinar las condiciones de trabajo del sistema motriz, así como de la máquina que va a ser movida, analizando el tipo de movimiento, su regularidad y si este opera por impacto.

Según la tabla 48 puede ser determinado f_1 .

Según la tabla, para un funcionamiento regular de carga, accionado por motor eléctrico, el valor de factor de trabajo es de: $f_1 = 1$.

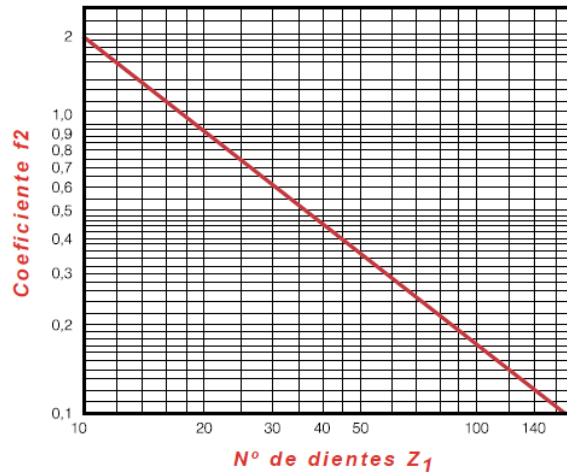
Un segundo factor depende del número de dientes de la rueda pequeña, es cual es denominado **coeficiente f_2** . Para su determinación, hace falta la utilización de la figura 58, en donde se da una relación directa entre el número de dientes de la rueda pequeña y el valor del coeficiente f_2 para ser utilizado en el cálculo de la potencia corregida.

Tabla 48. Determinación coeficiente f_1

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento	
			Motor de combustión interna Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

Fuente: Catálogo Joresa, Cálculo de transmisión de cadena.

Figura 58. Determinación coeficiente f_2 .



Fuente: Catálogo Joresa, Cálculo de transmisión de cadena.

Se recomienda no usar ruedas dentadas pequeñas de menos de 17 dientes debido a la irregularidad del movimiento y al ruido, pero el banco de pruebas de emulación de cargas es una máquina la cual está restringida en cuanto a espaciamiento, además que adquirir una reducción 3:1 con rueda pequeña de 17 dientes triplicaría el costo de la adquisición de la transmisión.

Por estas razones, el cálculo para el coeficiente por dientes de piñón se hace basado en la selección previa del número de dientes, el cual es de **11 dientes**. Según figura 58, el valor correcto para la selección del coeficiente, respecto al número de dientes, es de **$f_2= 1.6$** .

El cálculo de un tercer factor depende directamente de la relación de transmisión y la distancia entre centros. Este factor está relacionado con el desgaste de los dientes y de la presión de la cadena de rodillos.

Como se mencionó anteriormente los valores que afectan a este coeficiente f_3 son:

- Relación de transmisión: **3:1**.
- Distancia entre centros: **413 mm= 20 pasos aproximadamente**.

De acuerdo a estos valores, y según la tabla 49, tenemos que el valor de este factor f_3 es de 1.15.

Tabla 49. Determinación del coeficiente f_3 .

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1,45	1,25	1,15	1,08	1,03	0,99	0,96	0,92
	30 pasos	1,31	1,14	1,06	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
	40 pasos	1,22	1,07	1,00	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
	50 pasos	1,15	1,01	0,95	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81
	60 pasos	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,81	0,78
	80 pasos	1,00	0,87	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,73

Fuente: Catálogo Joresa, Cálculo de transmisión de cadena.

Una vez determinados estos factores, se procede a realizar el cálculo de la potencia corregida W_c , con la cual se realizan los cálculos posteriores para así completar el diseño de la transmisión por cadena.

$$W_c = Pot * f_1 * f_2 * f_3$$

$$W_c = 0.485 * 1 * 1.6 * 1.15 = 0.8924 \text{ Kw.}$$

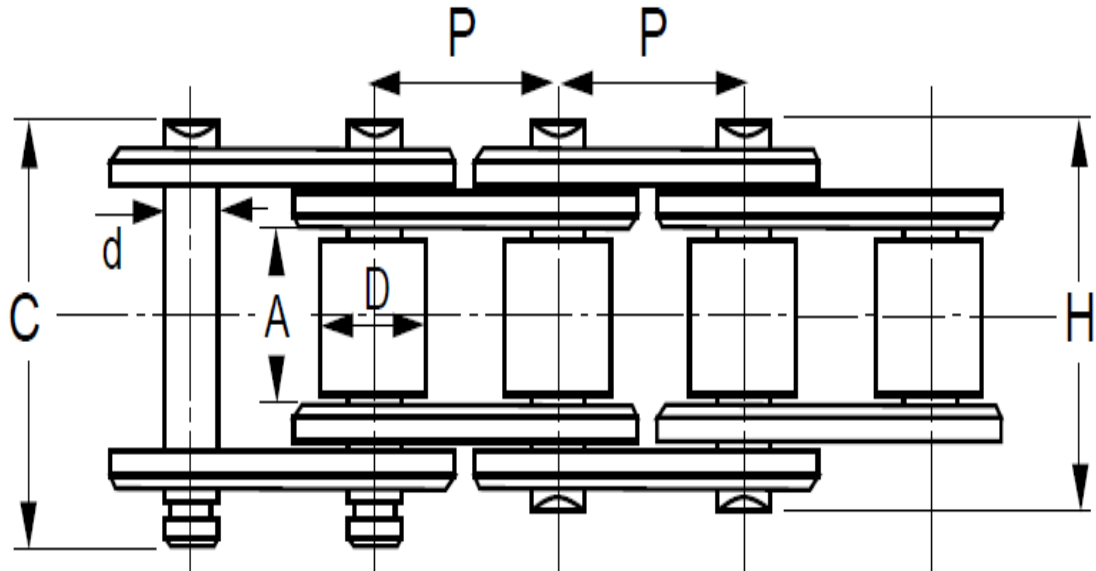
Con este valor, se retorna nuevamente al gráfico para selección de cadena Norma ISO 606 (Serie Europea) para determinar de nuevo la cadena a utilizar, en donde el resultado es que se debe operar con una cadena (*Figura 59*):

62 (12B)

Lo cual es una serie más grande que la estimada anteriormente.

Las características de este sistema de transmisión, serie 62(12B), según Norma ISO Europea son:

Figura 59. Nomenclatura para características de cadena.



Fuente: Catálogo Joresa, cadena de rodillos Norma ISO 606.

- $P = 19.05$ mm (paso de la cadena).
- $A = 11.68$ mm (ancho mínimo interior).
- $D = 12.07$ mm (diámetro del rodillo).
- $d = 5.72$ mm (diámetro del eje).
- $H = 22$ mm (ancho máximo sobre ejes).
- $C = 26.50$ mm (ancho sobre ejes de unión).
- Superficie de articulación = 0.90 cm².
- Carga aprox. de rotura = 3200 daN¹⁶.
- Eslabones por metro (aprox.) = 63

Ahora, se debe proceder a calcular algunos parámetros importantes para calcular el factor de seguridad y la presión de contacto.

¹⁶ daN: decaNewtons.

De acuerdo a la siguiente fórmula, se calcula la **velocidad de la cadena V**, en donde Z_1 es el número de dientes de la rueda conductora (11 dientes), y n_1 es la velocidad de entrada del sistema (38 rpm).

$$V = \frac{P * Z_1 * n_1}{1000} = \frac{19.05 * 11 * 38}{1000} = 7.96 \text{ m}_{min} = 0.132 \text{ m}_s.$$

Determinada la velocidad, se puede determinar el **tensor ramal conductor T**, en función de la potencia de entrada y la velocidad

$$T = \frac{6120 * Pot}{V} = \frac{6120 * 0.485}{7.96} = 372.89 \text{ Kg} - f.$$

Una vez calculada la tensión, se puede calcular la norma de seguridad, la cual depende de la carga de rotura W_r , establecida en los parámetros de la cadena, cuyo valor es de 3200 daN, es decir, 3200 Kg-f aproximadamente:

$$N = \frac{W_r}{T} = \frac{3200}{372.89} = 8.58$$

El cual es un valor altamente aceptado.

Para corroborar los resultados obtenidos en las ecuaciones, además de calcular las variables restantes para la selección de la transmisión por cadena, se utilizó un software de cálculo de la empresa *Renold*, el cual se llama **Renold Chain Drive Selector**, de fácil de asequibilidad de descarga en internet, además de ser totalmente gratuito.

Figura 60. Interfaz del programa de cálculo de transmisión por cadena.

Fuente: Software Renold Chain Drive Selector, tomada por autores.

Las variables de entrada de este software son precisamente los mismos a los solicitados por catálogo, teniendo en cuenta el valor de la potencia en el eje de salida de la primera etapa de reducción, así como su velocidad de rotación.

Además, es necesario conocer el tipo de trabajo realizado por el banco de pruebas emulador de cargas, así como el ambiente en el cual será operado.

En la figura 60, se puede apreciar la interfaz del programa para el cálculo de la transmisión de potencia por cadena, en el cual se puede apreciar de color azul los parámetros requeridos para desarrollar los resultados totales de la reducción.

Como se puede observar, los requerimientos para establecer los cálculos son específicos, los cuales se precisan a continuación:

- **DATOS DE RENDIMIENTO:** Potencia de entrada= 0.485 Kw, Velocidad de entrada conductora= 38 rpm.
- **NÚMERO DE DIENTES:** $Z_1=11$ dientes, $Z_2=33$ dientes.

- **SELECCIÓN DE CADENA:** Selección automática, según norma British ISO 606. Tipo de producto: Renold.
- **DISTANCIA ENTRE CENTROS/NÚMERO DE ESLABONES:** Será redondeado a un número par de eslabones, 413 mm.
- **CLASIFICACIÓN DE CARGA:** para la máquina conductora y la máquina conducida: Funcionamiento suave.
- **LUBRICACIÓN:** Según lo recomendado.
- **CONDICIONES AMBIENTALES:** Ambiente normal, Aplicación interior.
- **UNIDADES:** Sistema métrico.

Una vez dadas estas condiciones de funcionamiento y rendimiento, se procede a realizar el cálculo de las variables implicadas. El programa Renold Chain Drive Selector arroja una lista de valores las cuales son los valores concluyentes del diseño del sistema de transmisión por cadena (Figura 61)

Figura 61. Resultados finales de la transmisión por cadena.

Cadena Renold 12 B (ISO 606) simple

La vida de trabajo de la cadena es > 15000 h.

y está dentro de su capacidad de resistencia al desgaste, es decir, después de este periodo se alcanzara el 3% de alargamiento.

Potencia:	P = 0.485 kW	Paso:	p = 19.05 mm	
Torque:	T = 121.8 Nm	ISO Carga de rotura:	Fb = 28900 N	
Velocidad de entrada:	n = 38 rpm	Superficie de contacto:	f = 0.89 cm ²	
Velocidad lineal de la cadena:	v = 0.132 m/s	Masa:	q = 1.22 kg/m	
Carga de trabajo:	F = 3654.4 N	Longitud de cadena:	l = 1257.3 mm	
Fuerza dinámico:	Fd = 3654.4 N	Distancia entre:	a = 413.7 mm	
Fuerza centrífuga:	Ff = 0 N	Número de dientes:	X = 66	
Fuerza total:	Fg = 3654.4 N			
Presión del cojinete:	pr = 41.06 N/mm ²			
Factor de seguridad:	estático: 7.9	dinámico: 7.9		
Ruedas:	No. de dientes:	Rueda conductora (Z1): 11	Rueda conducida (Z2): 33	Relación: i = 3
	Diámetro primitiva:	Rueda conductora (Z1): 67.617 mm	Rueda conducida (Z2): 200.408 mm	
	Clasificación de carga:	Funcionamiento suave	Funcionamiento suave	

Condiciones ambientales: Ambiente normal, Aplicación interior

Lubricación recomendada: Lubricación manual.

Fuente: Renold Chain Drive Selector, tomada por autores.

En esta imagen se pueden observar todos los datos relevantes en la selección de la transmisión por cadena, en los cuales se puede concluir que los cálculos realizados por catálogo corresponden fielmente a los calculados en el software.

5.6. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN

5.6.1. Análisis Estático

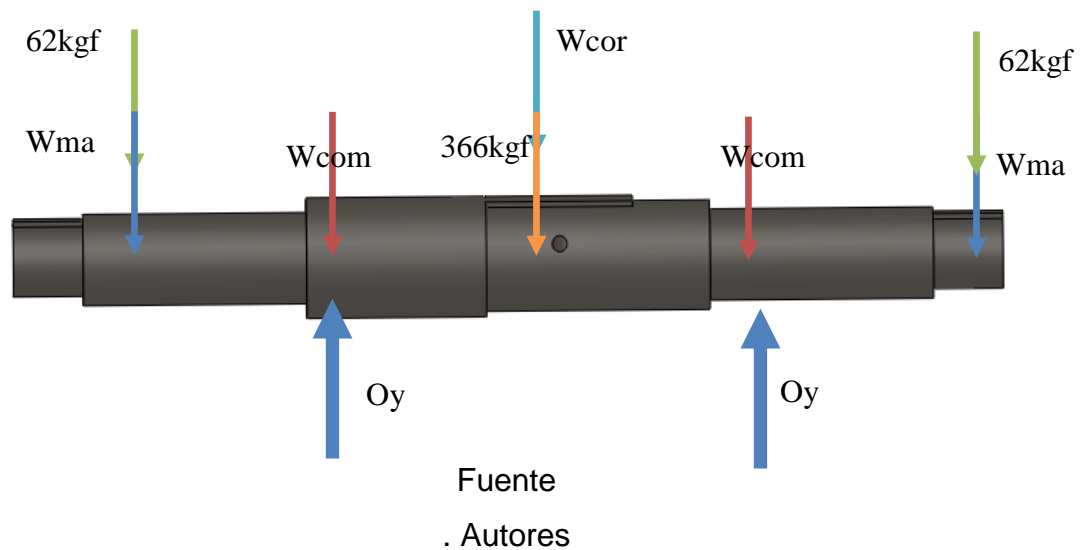
$$F_y = 0$$

$$W_{com} = W_{chumacera} + W_{rodamiento}$$

$$O_y = W_{mani} + 62 + W_{com} + W_{cor} + 366$$

En el análisis estático (figura 62) se estudió cada elemento que tiene una acción sobre el eje donde además de su masa también se examinó si ejercía una carga externa. Donde finalmente se conoció el valor de los apoyos o chumacera.

Figura 62. Diagrama de cuerpo libre del eje.



5.6.2. Análisis de Resistencia

La tabla 50. Enseña algunas características de cómo se analizó este sistema de eje matriz donde se usó el solver FFEPlus de SOLIDWORKS, con base en método estático de malla a temperatura ambiente

Tabla 50. Propiedades de estudio.

Nombre de estudio	Eje motriz
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Tipo de solver	FFEPlus

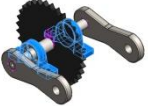


Para el cálculo de cada uno de los siguientes parámetros se usó el sistema métrico como se puede observar en la tabla 51. Unidades


Tabla 51. Unidades.

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Cada pieza que compone el sistema de eje motriz se dibujó y diseño basado en unos patrones de dibujo los cuales se pueden ver en la tabla 52, donde se observan algunos acabados que se le realizaron al material como redondeos, perforación entre otros.

Tabla 52. Propiedades del material.

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 1045 Acero estirado en frío</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 5.3e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 6.25e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coficiente de Poisson: 0.29</p> <p>Densidad: 7850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 8e+010 N/m²</p> <p>Coficiente de dilatación térmica: 1.15e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Redondeo4)(CHUM ACERA -1), Sólido 1(Redondeo4)(CHUM ACERA -3)</p>
	<p>Nombre: Hierro dúctil</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 5.51485e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 8.61695e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 1.2e+011 N/m²</p> <p>Coficiente de Poisson: 0.31</p> <p>Densidad: 7100 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.7e+010 N/m²</p> <p>Coficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir4)(CORONA-1)</p>
	<p>Nombre: AISI 1020</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 3.51571e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 4.20507e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2e+011 N/m²</p> <p>Coficiente de Poisson: 0.29</p> <p>Densidad: 7900 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.7e+010 N/m²</p> <p>Coficiente de dilatación térmica: 1.5e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir9)(EJE-1)</p>

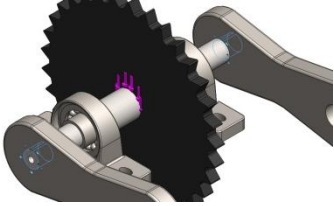
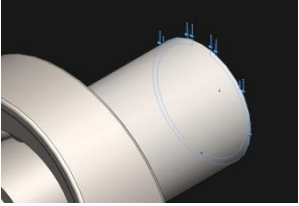
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 2.5e+008 N/m ² Límite de tracción: 4e+008 N/m ² Módulo elástico: 2e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.26 Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 7.93e+010 N/m ²	Sólido 1(Cortar-Extruir1)(MANIVELA-1), Sólido 1(Cortar-Extruir1)(MANIVELA-2)

La tabla 53 permite observar las zonas donde el sistema se tomó como fija, los cuales fueron las superficies inferiores de las chumaceras y las perforaciones libres de las manivelas, siendo en el análisis estático los apoyos y resultantes a calcular.

Tabla 53. Sujeciones y apoyos.

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: Tipo:	4 cara(s) Geometría fija		
Fuerzas resultantes					
Componentes de		X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)		0	0	0	1e-033
Fijo-2		Entidades: Tipo:	2 cara(s) Geometría fija		
Fuerzas resultantes					
Componentes de		X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)		-0.304718	3489.38	-1.11229	3489.38

Tabla 54.Cargas.

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: 62 kgf</p>
Fuerza-2		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Referencia: Arista< 1 ></p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: ---, ---, 362 kgf</p>

Sobre el eje actúan cargas diferentes a las masas de los elementos que tienen influencia sobre el mismo, las cuales se generan debido a movimientos que vienen de la mano en cada ciclo de trabajo, como lo es el caso de la carga dada por la corona que corresponde a la tensión de la cadena, o la carga impuesta por la manivela trasladada desde la viga viajera, estos fenómenos se pueden observar en la tabla 54.

Tabla 55.Información de la malla.

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos

Para analizar el material se usó un método estático conocido como malla, que es una distribución de nodos que se hace sobre la superficie del material para analizar sus fallos eso es visto claramente en la tablas 55 y tabla 56

Tabla 56. Detalles del análisis de malla.

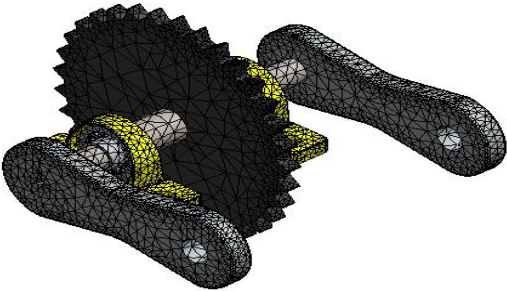
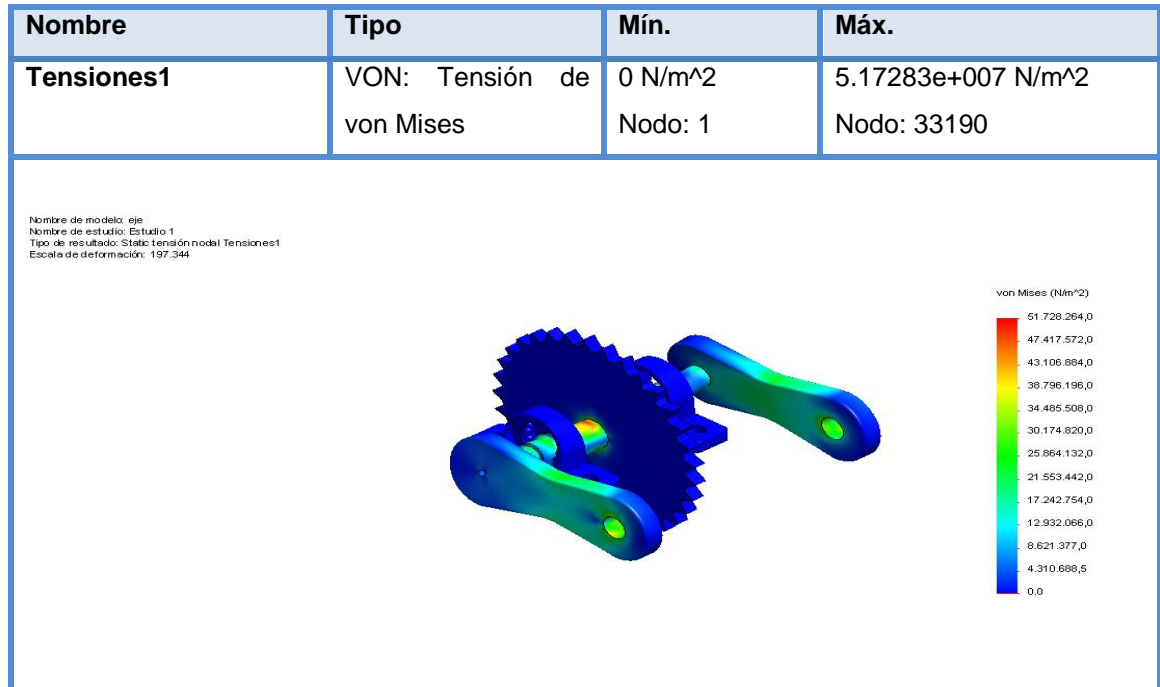
Número total de nodos	70848
Número total de elementos	39969
Cociente máximo de aspecto	62.744
<small>Nombre de modelo: eje Nombre de estudio: Estudio 1 Tipo de malla: Malla de sólido</small>	
	

Tabla 57. Fuerzas Resultantes

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	-0.304718	3489.38	-1.11229	3489.38

Uno de los elementos de mayor cuidado en el diseño de máquinas son los ejes, se pueden considerar elementos vulnerables y con facilidad de fallar si no hay un diseño minucioso.

Tabla 58.Resultado de análisis de tensiones.



El eje motriz del equipo de bombeo tiene un punto alto de concentración de esfuerzos y es justamente donde actual la corona (*visualizar en la imagen de la tabla 58*). La tonalidad de color amarillento-rojizo indica que es una zona de alta carga, pues además de la corona también se ve afectado por la tensión de cadena., sin embargo los otros puntos tiene algunos efectos de causados por concentración de esfuerzos pero no son de mayor riegos o futuras fallas (*ver en color azul, verde*).

Las desplazamientos del material son el resultado de fuerzas actuando sobre el mismo, después de miles de ciclos de trabajo el material puede llegar a verse sometido a deformaciones en el cual se visualizan desplazamiento o cambios, la tabla 59. Resultados del análisis de desplazamiento perite ver en qué puntos y que cantidad de esfuerzo es necesario para provocar desplazamientos en la pieza.

Tabla 59.Resultado del análisis de desplazamiento.

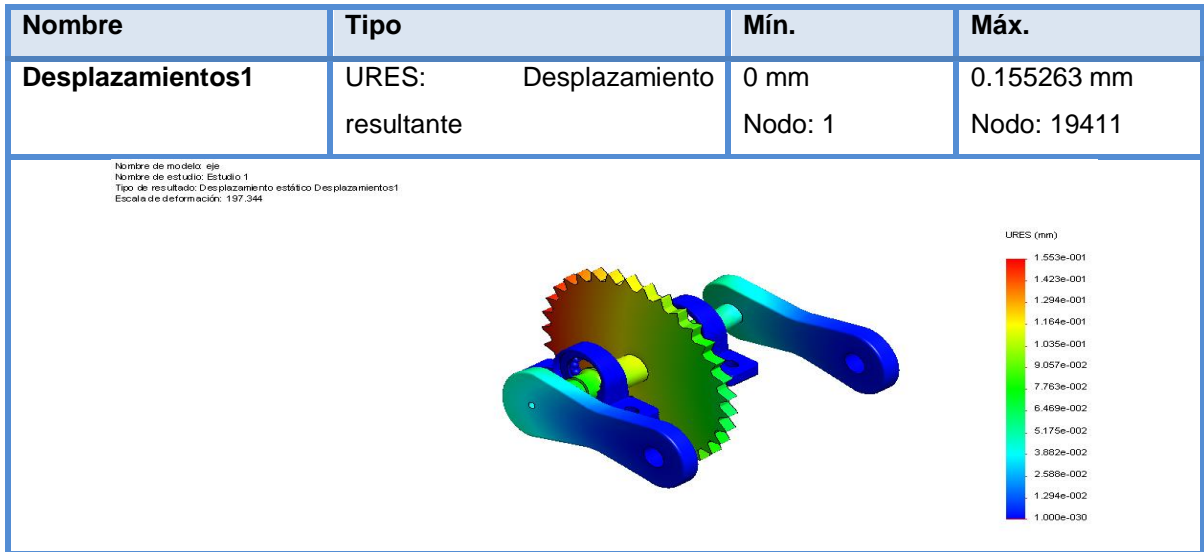
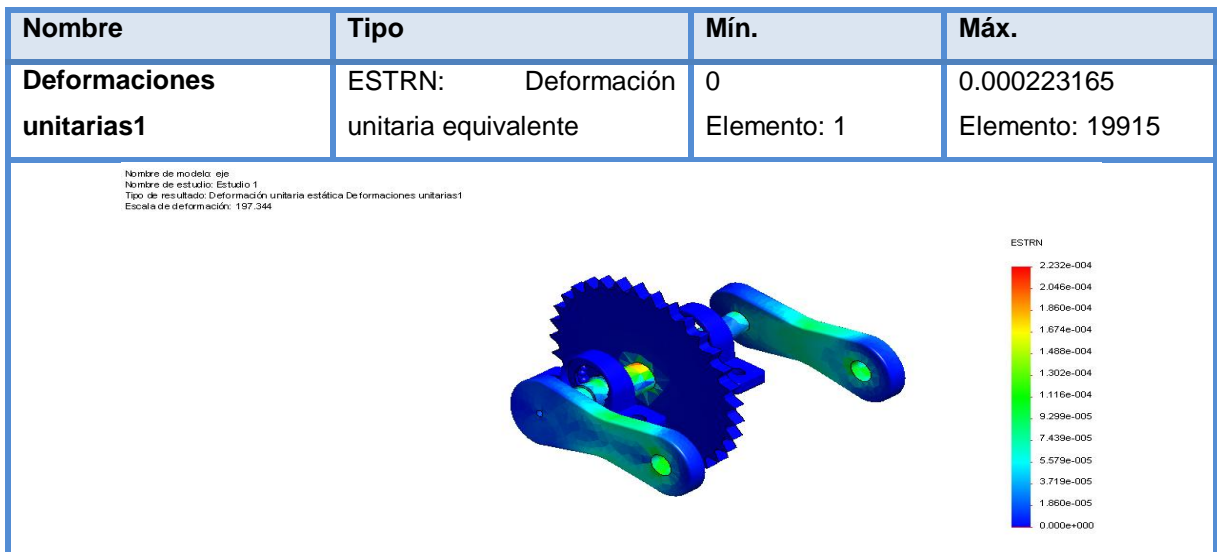
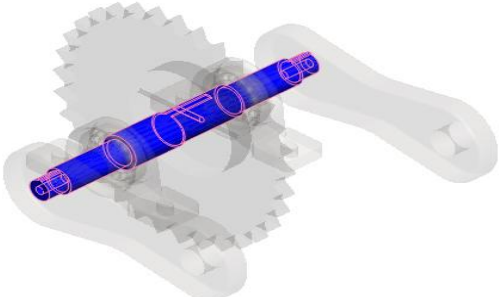


Tabla 60.Resultados del análisis de deformaciones unitarias.



Las fuerzas actuando sobre el mecanismo en muchas ocasiones no alteran la superficie del elemento pero si su composición interna provocando ligeras deformaciones internas, como se puede observar en la tabla. Resultado del análisis de deformaciones unitarias, donde una vez más se destaca una alta concentración de esfuerzos sobre el centro del eje (*tabla 60*).

Tabla 61. Resultado del análisis por fatiga.

Nombre	Tipo
Comprobación de fatiga1	Trazado de comprobación de fatiga
<p data-bbox="397 445 852 487">Nombre de modelo: eje Nombre de estudio: Estudio 1 Tipo de resultado: Trazado de comprobación de fatiga Comprobación de fatiga1</p>  A 3D CAD model of a shaft assembly. The shaft is highlighted in blue, indicating a stress analysis. The shaft is mounted on a housing with gears. The stress analysis shows a blue color gradient, with red indicating high stress and blue indicating low stress. The shaft is shown in a perspective view, and the housing is shown in a semi-transparent grey color.	

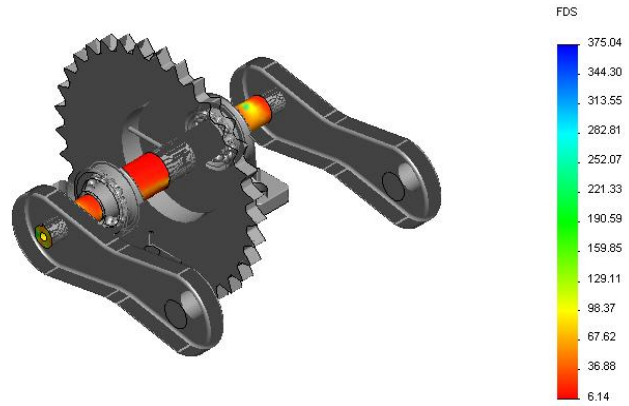
Se ha calculado que para el eje no ocurra falla por fatiga, la cual es un agrietamiento, ruptura y otra falla de material provocado por esfuerzos repetitivos por debajo de la resistencia a la tracción de material de la resistencia a la tracción máxima del material. Esta conclusión se puede observar en la gráfica de la tabla del análisis por fatiga de la tabla 61

La gráfica de la tabla del factor de seguridad tabla 62 muestra que el eje tiene el un factor de seguridad de 6.14 el cual cumple con los requisitos de diseños óptimos para un buen desempeño del equipo.

Tabla 62. Calculo del factor de seguridad

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Factor de seguridad1	Tensión de von Mises máx.	6.14145 Nodo: 19306	375.037 Nodo: 34502

Nombre de modelo: eje
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 6.1



6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE SISTEMA EMULADOR

Figura 63. Banco Terminado.



Fuente. Autores

La construcción del prototipo de llevo a cabo en un taller industrial ubicado en el centro de Bucaramanga, Santander, **UNIVERSO DE ESTRUCTURAS METÁLICAS**, donde se organizó y planificó un grupo de trabajo para el ensamble y construcción, dicho plan de trabajo se realizó en cinco etapas.

- Ensamble de la Transmisión.
- Construcción de la base.
- Construcción del machín.
- Construcción del sistema de cargas.
- Pintura.

6.1. TRANSMISIÓN.

La etapa de ensamble de la transmisión es una de las más complejas e importantes del emulador, debido a que es la que proporciona la potencia necesaria para el movimiento alternativo del equipo, los elementos de este sistema, por lo general fueron adquiridos en base a cálculos pertinentes, cálculos comparados con los datos proporcionados por sus respectivos catálogos, eso hablando específicamente del motor como el reductor, además de estos también se ensambló un juego de cadena, el cual incluye un piñón, una corona y la cadena, estas unidades se obtuvieron en base a una reducción de 3:1 que se necesitaba para alcanzar el rango de velocidad angular (*Figura 64*).

Figura 64. Transmisión



Fuente. Autores

El montaje de la segunda reducción se realizó en dos ejes, el eje del reductor (motriz) de acero ASTM 4140 el cual es mecanizado en base a los datos y recomendaciones del catálogo del reductor, sobre este se acopló el piñón de la reducción secundaria, el otro eje es el de transmisión principal, en él va acoplado la corona de sistema de cadenas, este eje es de acero ASTM 1010 con una longitud de 33 cm y variación de diámetros según el segmento, tiene dos apoyos o chumaceras, las cuales le permiten la libertad de movimiento rotacional, esta pieza

se mecanizó y formó en un torno paralelo, cumpliendo las especificaciones de diseño (*Figura63*).

La base de la estructura se construyó con perfiles en I DIN IPE 80(*Figura 65*), la cual es rectangular, compuesta de cuatro tramos de perfil cada tramo tiene un corte a 45 grados en sus extremos, con el fin de facilitar su montaje, el cuales fueron posteriormente soldados mediante el sistema de soldadura eléctrica, con electrodo recubierto, a la misma estructura se le incorporaron dos pares de rodachines adquiridos por catálogo marca COLSON 4.04, con ruedas siliconadas, con la finalidad de poder desplazar la estructura sin fácilmente(*Figura 66*).

Figura 65. Ensamble de la base



Fuente. Autores

Figura 66. Base con rodachines



Fuente. Autores

La base también tiene un poste cuadrado **ISO 90 x 90 x4**(Figura67), el cual fue conseguido de proveedores del medio, y a la vez soldado a una platina de 130 x 150 x 10 mm, ubicada en su parte inferior, añadiéndoles nervaduras entre sus cuatro caras y esta con el fin de evitar posibles fallas por flexión. En la parte superior de vástago se instaló una placa para el montaje de un dado perforado, con un buje de bronce acerado de alta fricción, este cubo es el punto donde rota la viga viajera para hacer el movimiento de succión, a su vez es elemento donde se transmite el movimiento rotacional de la unidad motriz.

Figura 67. Poste soporte de la viga viajera.



Fuente. Autores

Figura 68. Base de las chumaceras



Fuente. Autores

La base en su parte intermedia también tiene otra platina donde se fijaron dos paralelos, tubos rectangulares **ISO 70*35*3** con una altura de 254mm su finalidad es ser el soporte para instalar un par de chumaceras, que son los apoyos del eje de transmisión. Las chumaceras se fijaron a su asiento mediante tornillos de ½ in de diámetro por 1 ½ in de largo, sin embargo el eje se fijó en las chumaceras a presión. (*Figura 68*).

6.2. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL MACHÍN.

La construcción del sistema de bombeo superficial, se dividió en tres sub-etapas, la primera es la construcción del sistema de biela manivela (*Figura 69*).

Las manivelas son un par de placas de acero ASTM A36 cortadas de una forma particular, las cuales tienen una distancia entre centros de 6in , tienen dos agujeros uno en cada extremo, uno de ellos es de ½ in de diámetro y tiene una cuña, ese agujero es para fijarlo con el eje de transmisión, el otro extremo de la manivela tiene un agujero de 1 in de diámetro en el cual va ajustado con un buje de bronce acerado, este buje es fijado a un pasador que tiene la función de unir la biela y manivela, este pasador es de acero ASTM 4140 (*Figura 70*) y tiene chaflanados los bordes de su diámetro central para evitar rozamiento tanto con la biela como con la manivela; el otro extremo del pasador se ajusta con un extremo de la biela, tanto el pasador como los bujes de bronce son elementos contruidos en el torno, con el fin de tener simetría en dicho sistema.

Figura 69. Sistema biela-manivela.



Fuente. Autores

Figura 70. Pasadores y bujes



Fuente. Autores

Las bielas (*Figura 71*) son elementos compuestos de tres piezas, un tubo de acero reforzado laminado ASTM A500 grado C. los cuales tienen una ranura en sus extremos, dicha ranura tiene como finalidad servir de soporte para una platina de acero ASTM A36 cortada en frío, soldadas al tubo con soldadura MIG.

Figura 71. Conjunto de biela-unión



Fuente. Autores

Las placas insertadas en los tubos son simétricamente iguales, pero difieren en que, un par tienen un agujero centrado y va ajustada con un pasador que conecta a la manivela, la otra tiene tres perforaciones para ser fijada a un tubo cuadrado estructural ISO 70*70*3 mm mediante tornillos de acero grado 8 de ½ in de diámetro, este tubo de acero en su parte central de la cara superior tiene una placa de acero rectangular perforado, conocido como dado, el cual es el elemento de comunicación con la viga viajera, es el elemento que fija los dos sub-sistemas.

La segunda sub-etapa es la construcción del sistema de viga viajera y los contrapesos, como es un equipo de bombeo mecánico tipo Churchill, los contrapesos van ubicados en un extremo de la viga viajera, para el modelo se instaló una sola masa como contrapeso la cual se fijó a presión sobre el perfil que hace la función de viga viajera.

Figura 72. Construcción de la viga viajera.



Fuente. Autores

El contrapeso es de acero ASTM A36 y tienen una masa de 20 kg, la viga viajera es un perfil de igual referencia al de la base DIN IPE 80 (*Figura 72*) con dos pares de aspas en su cara inferior, estas aspas son los elementos de contacto con el sistema de biela manivela y con el poste de la base, son los puntos de fijación y de

transmisión de movimiento circular para que se convierta en movimiento alternativo.

La tercera sub-etapa es la construcción del cabezal (*figura 73*) o más conocido como el elemento cabeza de caballo, dicha pieza está hecha de tres láminas de acero A36 de 3/8in de espesor, dos de la cuales son tapas laterales y la otra es doblada de modo que tiene forma de un segmento circular, de radio tomado desde el dado vástago de la base hasta extremo de la viga viajera, estas tres placas son soldadas mediante sistema de soldadura de arco, soldadura MIG, en la parte superior del cabezal se añadió un tramo de varilla de acero estructural de 1in de diámetro, maciza, para ubicar una polea de aluminio, la cual tiene la función de ser guía y templar una guaya que va sujeta en sus extremos a la celda de carga.

Figura 73. Construcción del cabezal



Fuente. Autores

6.3. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE CARGAS.

La construcción del sistema de cargas, es la parte fundamental de este prototipo por el grado de exigencia que requiere, pues posee elementos simétricos móviles

de gran precisión, cabe aclarar que en su mayoría, los elementos a los cuales se le realizaron cortes se trabajaron con una pulidora industrial de alta gama, así como los elementos que necesitaron ser soldados, fueron unidos mediante el sistema de soldadura de arco, soldadura tipo MIG/MAG (Figura 74).

Este modelo se empezó por la adquisición de la mayoría de elementos involucrados, primeramente se montaron cuatro perfiles de acero tipo DIN L sobre una placa de acero A36, dicha platina es la base del sistema de cargas y es la que va fija a la superficie del suelo, en esta pieza se montaron y fijaron tres argollas tipo arnés para el montaje y desmontaje de tres resortes, en la vista opuesta a estas aros se ubicaron dos paralelos rectangulares, los cuales son tubos acanalados tipo DIN C los cuales van sujetos a la placa inferior, en la parte superior de estos tubos se insertó una tipo de nervadura triangular, con el fin de ser la base de unas gomas de caucho siliconado capaz de absorber el golpe del bloque de succión en su caída rutinaria.

Figura 74. Estructura del sistema de cargas.



Fuente. Autores

Estos tubos en su cara interna acanalada tiene una placa soldada en la cual está montado un tubo circular de 1.5in de diámetro interno, que tienen como función ser el lecho de las guías lineales, esto con el fin de que las guías lineales tengan

libertad o un juego para que tanto el bloque móvil como el bloque de succión tengan un desplazamiento limpio (*Figura75*).

Figura 75. Platina base del sistema de cargas



Fuente. Autores

En la parte superior de estos perfiles en L se acopló una tapa desmontable(*Figura 76*), esta tapa tiene en su cara superior dos agujeros para dar paso a las guías lineales y ser punto de sujeción, en el centro de esta tapa se hizo una perforación en forma rectangular para dar paso en el movimiento del machín al desplazamiento de la celda de carga, esta tapa superior en sus caras laterales tiene platinas de acero perforadas con el fin de ser sujeta a los perfiles en L también perforados, y ajustados mediante tornillos de $\frac{1}{2}$ in de diámetro grado 8.

Figura 76. Tapa superior del sistema de cargas.

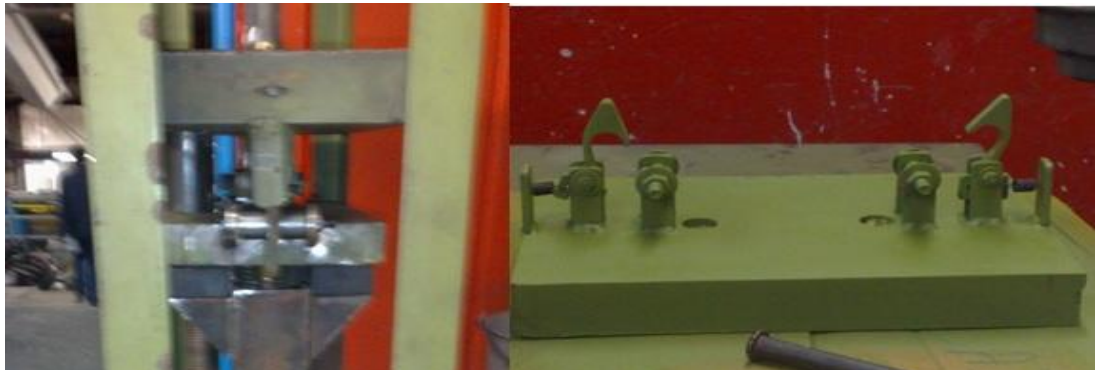


Fuente. Autores

Las guías lineales son elementos de acero 4140 rectificadas en torno y con sus extremos roscados para su sujeción, tienen como función servir a los bloques como guía en su desplazamiento vertical.

El bloque de succión (*Figura 77*) es un componente del sistema de cargas, el cual hace las veces de crudo succionado, esta pieza es de acero A36 de forma rectangular, adquirido como placa y cortado en oxicorte, templado en agua a temperatura ambiente, tiene un agujero en su centro de 3in de diámetro, por el cual pasa un resorte que se engancha en una platina del bloque viajero, este orificio fue hecho en oxicorte, tiene otros dos agujeros simétricamente espaciados mecanizados con fresadora, donde se introdujeron un par de bujes de bronce fosforado para alta fricción de diámetro interno de 20 mm, los cuales fueron construidos en un torno paralelo, para ser traspasados por las guías lineales, en sus caras laterales este bloque tiene un par de aspas atravesadas por un cilindro de 1in de diámetro externo y su respectivo pasador, este cilindro es de acero 4140 (*Figura 78*), mecanizado en torno y es la pieza en la que es agarrado el bloque de succión por los ganchos del bloque viajero, para emular las cargas vistas en el dinagrama, el bloque de succión en su cara inferior también tiene dos platinas las cuales son para enganchar un par de resortes galvanizados a tensión, los cuales emulan un peso mayor de crudo, siendo removibles y permitiendo variación en el dinagrama.

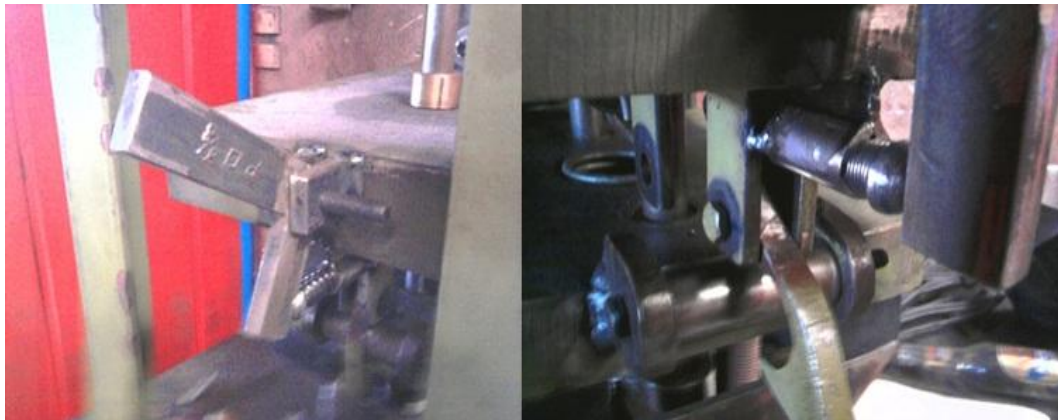
Figura 77. Sistema de enganche actual e inicial.



Fuente. Autores

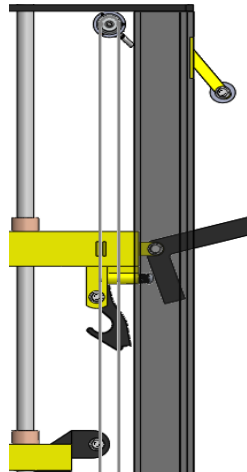
El bloque viajero es una unidad capaz de emular la carga de la sarta de varillas y el cual está hecho de acero A 36 templado a temperatura ambiente, al igual que el bloque de succión esta pieza de 1.5in de espesor se adquirió como platina cortada sobre medida en oxicorte, perforado y mecanizado en fresadora, embujado mediante una prensa hidráulica manual para el paso de las guías lineales, en su cara superior e inferior tiene un par de platinas centradas, una para enganchar un resorte galvanizado, y la otra para sujetar una pieza que hace el papel de barra pulida y permite el movimiento del mismo, en su cara inferior también posee una par de ganchos simétricos, los cuales son de acero reforzado 1040, y su función es levantar el bloque de succión cuando es enganchado, en las caras laterales del bloque hay montadas un par de platinas en forma de L las cuales tienen la función de abrir los ganchos cuando el bloque viajero llega al punto muerto superior, permitiendo que el bloque de succión caiga y repose sobre las gomas siliconadas, en su cara frontal se instaló un sistema de correa que mueve un encoder para la toma de datos de posición (*Figura 79*).

Figura 78. Sistema de desenganche



Fuente. Autores

Figura 79. Sistema de correa para mover el encoder



Fuente. Autores

6.4. PINTURA.

Figura 80. Sección de pintura



Fuente. Autores

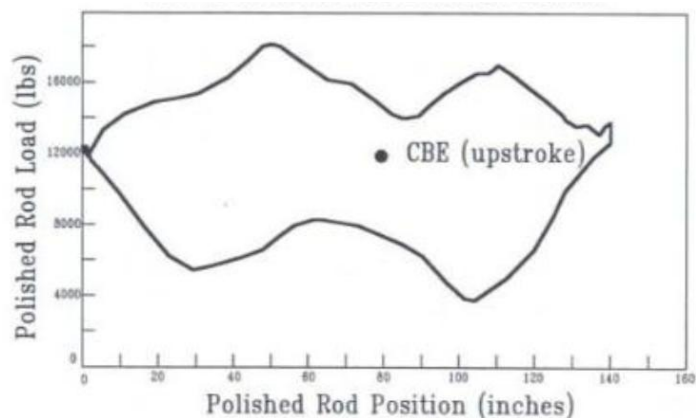
El sistema de bombeo artificial tipo Churchill, diseñado y montado, se llevó a la última etapa de construcción, la cual es el proceso de pintura (*Figura 79*), para esta etapa se eligieron dos colores negro y amarillos y se resaltaron algunas piezas en color aluminio, se seleccionó laca de alta temperatura, la cual se aplicó mediante un compresor dinámico.

7. SOFTWARE Y HARDWARE PARA LA ADQUISICIÓN DE LOS DATOS DINAGRÁFICOS

La adquisición de datos dinagráficos para el banco de pruebas de emulación de cargas de un sistema de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional será caso de estudio en el presente capítulo, donde se expone detalladamente cada uno de los componentes de software y hardware implicados en la obtención de registro de carga y posición presente en la barra pulida, que en nuestro caso es el sistema de cargas, representando situaciones de levantamiento similares a los presentados en pozo.

Se debe recordar que una carta dinagráfica es un diagrama de carga presente en la barra pulida, caracterizada por las fuerzas que se involucran en el levantamiento de petróleo, tal como el fluido, el peso de la sarta de varillas, la flotación que genera el fluido en la carga, la calidad del crudo y la presencia de gas en la tubería de producción, versus la posición por la que esta se desplaza en la carrera de bombeo.

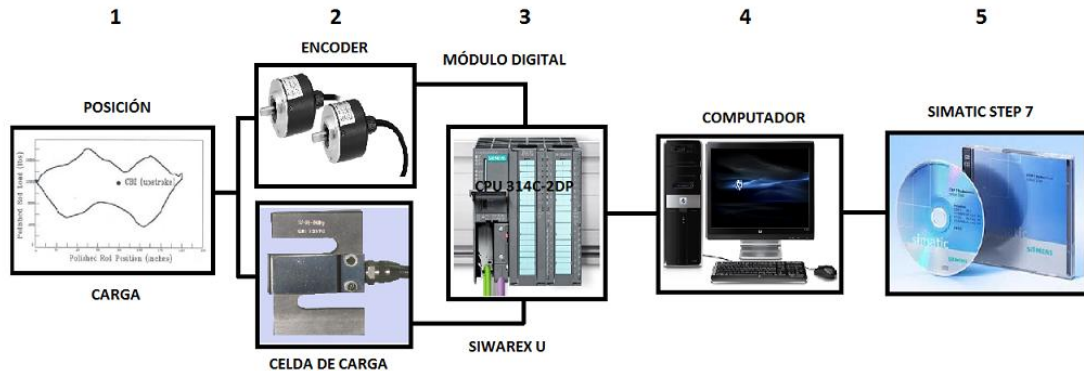
Figura 81. Dinagrama de superficie.



Fuente: Bombeo Mecánico Optimización, Theta Enterprise

Todo lo anterior se puede resumir en un solo contexto, el cual se llama **sistema dinamométrico**. Este sistema consiste en la obtención de cartas dinagráficas, a partir de una serie de elementos que se nombran a continuación (Figura 80):

Figura 82. Esquema general del sistema dinamométrico empleado en el banco de pruebas



Fuente: Autores.

1. Fenómenos físicos.
2. Sensores.
3. Hardware de adquisición.
4. Computador.
5. Software para el registro de las variables.

Como se puede observar en la figura 82, el esquema corresponde al orden de ejecución de la obtención de las variables de los fenómenos físicos, carga y posición; estos parámetros son obtenidos mediante sensores de captación de señal, en caso de la posición por medio de un encoder incremental, mientras que la carga se realiza por medio de una celda de carga tipo S. los dos sensores registran su estimulación eléctrica en un PLC de Siemens de media gama, por medio del **Siwarex U** para la celda y un **módulo de entradas digitales** para el encoder, para finalmente obtener los datos requeridos en el software **Step 7 Simatic**, de Siemens.

7.1. ADQUISICIÓN DE POSICIÓN

La posición es uno de los fenómenos físicos a estudiar, la cual se caracteriza por el estudio del desplazamiento de la barra pulida, es decir, la carrera con la cual se hace el movimiento alternativo que realiza el bombeo mecánico.

Para el registro de los valores de posición, se planteó en un principio la adquisición de datos por medio de un acelerómetro, ampliamente usado en la industria petrolera, y realizar el registro por medio de la tarjeta electrónica de adquisición de datos NI-DAQ, y en su software de entorno LAB VIEW¹⁷.

Figura 83. Esquema general de adquisición de datos propuesto anteriormente.



Fuente: Prototipo de un sistema de adquisición de datos para la obtención de dinagramas de superficie de un pozo petrolero, trabajo de grado. José Daniel García y Diego Ferreira

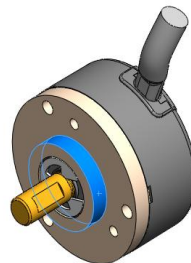
Esta opción de registro de posición se tomó debido a que en su momento se estaba desarrollando un trabajo de grado en el que se hacía la investigación de adquisición de datos por medio de un acelerómetro y en el entorno de programación anteriormente desarrollado (*Figura 83*).

¹⁷Ver Capítulo 1, objetivos específicos.

Posteriormente, esta idea fue reemplazada debido a la alta complejidad de su calibración, de su programación en el entorno Lab-view, y porque este método no es una medida de posición directa, es decir, la función del acelerómetro es precisamente registrar por medio de su cambio de posición la aceleración; para obtener el registro de posición es necesario realizar un proceso integrativo con los datos obtenidos para así obtener los valores de desplazamiento deseado.

Ante la dificultad de adquirir los datos de posición por medio de un acelerómetro, se plantea un nuevo método. **Este método consiste en un encoder incremental**, el cual por medio de un tren de pulsos registra las revoluciones con las que gira el eje del mismo, pudiendo así tomar distintas variables acorde al mecanismo o proceso que está siendo sensado.

Figura 84. Encoder incremental



Fuente. Autores

Mediante este sensor (*figura 84*), y una transformación de valores que involucre la señal registrada para que mida longitud, la adquisición de los datos de posición se hace **directa**, facilitando de gran manera el proceso de registro, y eliminando el tedioso proceso de calibración de PID en el entorno LAB-VIEW, así como el proceso integrativo necesario para registrar posición, siendo éste un método no muy eficiente.

El encoder incremental es de fácil adaptabilidad en los PLC de la empresa Siemens, y no necesita de un amplificador operacional para la toma de datos en el hardware.

Cabe aclarar que con esta modificación cambia el objetivo propuesto para la adquisición de datos, el cual enunciaba un distinto sensor y hardware para la adquisición de los datos de posición, pero el nuevo proceso obtiene las gráficas de posición de una manera mucho más **eficiente**, sin complicaciones de programación y calibración, además que cumple con la base de lo propuesto, que es registrar las cartas dinagráficas, por lo que no se considera que afecte el desarrollo del trabajo de grado, sino que propone una alternativa totalmente viable, de fácil adquisición, maniobrable y con resultados altamente precisos.

7.1.1. Características, Conexión Y Montaje Del Encoder Incremental

Para la obtención de los datos de posición se dispone de un encoder incremental de la empresa coreana de Autonics, que corresponde a la referencia **E50S8-600-3-1-24**, el cual tiene un amplio uso en el sector industrial, para la medición de procesos industriales automatizados (Figura 85).

Figura 85. Encoder Autonics tipo E50S8



Fuente: Datasheet de Autonics para encoder tipo E50S8

Normalmente este tipo de sensor es usado para determinar las revoluciones dadas por un eje en el que se transmite el movimiento del proceso a sensar, por lo

cual, es un dispositivo de medición de revoluciones, relaciones angulares, velocidad, aceleración, distancia recorrida y posición.

Este sensor es un encoder rotacional, de 50 mm de diámetro de carcasa y diámetro de eje de 8 mm. Al ser un encoder incremental, este reconoce y enumera la cantidad de pulsos emitidos en una dirección u otra, permitiendo así que en el momento de registrar la carrera cuente un número máximo de pulsos generados, y cuando empiece a retornar a su posición de origen, descuenta los pulsos para generar un dato racional de conteo. Esta característica hace que este tipo de sensor sea el más apropiado para registrar los pulsos generados, para posteriormente transmitirlos en forma de distancia recorrida.

En la tabla 63 se enumeran las características principales del encoder, en donde se puede apreciar valores de tensión eléctrica admisibles, así como recomendaciones de montaje y conexión. Como parámetro fundamental de este sensor, se debe tener muy en cuenta que emite 600 pulsos por revolución, dato importante para que este tren de señales pueda ser convertido en la distancia recorrida por la barra pulida.

Tabla 63. Datos técnicos del encoder incremental.

Diámetro de Carcasa	50 mm
Diámetro del eje	8 mm
Resolución	600 pulsos/rev.
Líneas de Salida	A, B y Z
Carga de Corriente	20 mA máx.
Voltaje Residual	0.5 VDC
Tiempo de Respuesta	1 μ s máx
Frecuencia de Respuesta	180 KHz.
Consumo de Corriente	60 mA.
Resistencia de Aislamiento	100 M Ω @ 500 VDC
Torque de Arranque	70 g-f*cm (0.007 N-m).
Carga máxima de eje	10 kgf radial, 2.5 kgf axial
Momento de Inercia	80 g-cm ²
Protección	IP-50

Para su conexión, el encoder cuenta con un cable identificado por colores, el cuales en su placa de características se registra la información acerca de su correcta disposición de entradas y salidas; de esta manera, se puede visualizar en la figura 86 que el cable negro corresponde a la salida A, el blanco a la salida B, el naranja a la salida Z, el marrón al línea positiva de voltaje, el azul a la referencia o masa, y “shield” cableado a tierra.

Figura 86. Tabla de información del encoder rotatorio.



Fuente: Autores.

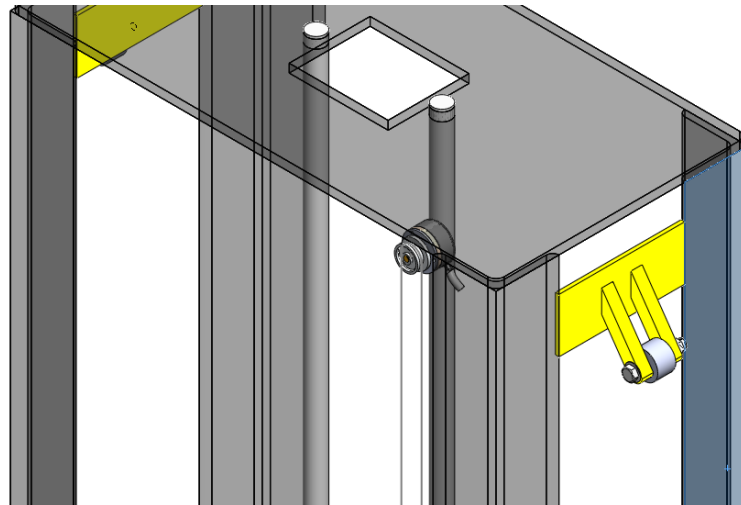
La salida Z corresponde a una función especial del encoder rotatorio, pero para nuestro caso no es necesaria: las salidas a cablear solo corresponden a A y B, que emiten señal de salida de acuerdo al sentido de giro del eje.

Posteriormente identificadas sus funciones y sus características principales, se debió disponer de un mecanismo acorde a la medición de la carrera efectuada por el banco de pruebas, en donde registrara fielmente el movimiento alternativo. Siendo así, se consideró como primera condición que el movimiento fuera registrado en la pesa viajera, ya que su rigidez y su movimiento característico brindan plenas garantías de medición de carrera, así como facilitar el cálculo de conversión de pulsos a longitud, al estar directamente relacionado con la acción de bombeo que se está emulando.

Como segunda medida de diseño, se debió considerar el tipo de adquisición, ya que las salidas del encoder registran un tren de pulsos creados a partir de un movimiento rotatorio, y se requiere registrar la distancia recorrida en una longitud de disposición vertical.

Tomando las anteriores consideraciones se optó por un sistema de poleas y una correa dentada, dispuestas en la caja metálica, el encoder en la tapa superior de la caja, con una polea pequeña en su eje, y la otra polea fija en uno de los perfiles de la caja, distanciados de tal manera que cubrieran la carrera máxima, más una distancia adicional de instalación (*Figura 87*).

Figura 87. Montaje del encoder en la caja metálica.



Fuente: Autores.

Para garantizar el registro de movimiento alternativo, se fijó un tramo de la correa dentada a la pesa viajera, para así realizar el movimiento alternativo en el sistema de poleas, y el encoder por ende registre los valores de las revoluciones de la polea que está sujeta a su eje. Como dato de diseño importante para la conversión de pulsos en distancia, el diámetro de la polea que hace girar al eje del encoder es de 2.2 cm.

Para realizar dicho cambio, debemos asociar el número de pulsos registrados por revolución, el cual son 600 pulsos, con el perímetro de la circunferencia dibujada por la polea.

$$P_{polea} = 2\pi r_{polea} = \pi d_{polea}$$

$$L_{pulso} \frac{cm}{pulso} = \frac{P_{polea}}{600 \text{ pulsos}} = \frac{\pi d_{polea}}{600}$$

$$L_{pulso} \frac{cm}{pulso} = 0.01152$$

En el anterior cálculo, se procedió a calcular la longitud que se registra por cada pulso generado por el movimiento del encoder, así, se llega a la conclusión que por cada pulso registrado, se recorre en el sistema de cargas una distancia de 0.01152 cm.

Para registrar una ciclo completo de carrera, el número de pulsos a registrarse en el encoder es de alrededor de 5556 pulsos.

7.2. ADQUISICIÓN DE CARGA

Para el registro del patrón de fuerzas presente en el sistema de cargas, emulador de la bomba de subsuelo, se planteó un método ampliamente usado en la industria, el cual consiste en el empleo de una celda de carga que funciona a tensión.

Figura 88. Celda de carga Lexus SA de 500 Kg de capacidad.



Fuente: Autores.

La celda de carga a utilizar es un sensor de marca Lexus, tipo S, modelo SA, con capacidad para 500 Kg. Es un instrumento de medición de buena precisión, confiabilidad y de fácil instalación, además de tener un precio sumamente asequible, y estar disponible en el mercado local (Figura 88).

La escogencia de este límite de carga es debida principalmente a la rápida obtención del instrumento, ya que otra celda de carga de un rango más acorde a las cargas presentes en el banco de pruebas era necesaria su importación, y esto implicaba más tiempo de espera y un precio más elevado.

En segunda medida, la necesidad de adquirir una celda de carga que compense algunas de las cargas que no fueron diseñadas inicialmente, como por ejemplo la desalineación de algunos componentes de conexión del sistema de cargas y el balancín, los cuales producen una carga adicional, además de la fricción generada por el sistema de guiado lineal, el cual, producto de algunos errores de montaje, la pesa viajera se desliza en un lado de las barras, y no centrada como debería ser, generando así otra carga. También se presenta un pico altísimo de carga no contemplado, y es el generado por la tensión de la barra pulida y las guayas al activar el sistema de desenganche por palanca, cuyo funcionamiento también

proviene de la acción del motor eléctrico, por lo que esta carga queda registrada por la celda de carga.

En segunda medida, la necesidad de adquirir una celda de carga que compense algunas de las cargas que no fueron diseñadas inicialmente, como por ejemplo la desalineación de algunos componentes de conexión del sistema de cargas y el balancín, los cuales producen una carga adicional, además de la fricción generada por el sistema de guiado lineal, el cual, producto de algunos errores de montaje, la pesa viajera se desliza en un lado de las barras, y no centrada como debería ser, generando así otra carga. También se presenta un pico altísimo de carga no contemplado, y es el generado por la tensión de la barra pulida y las guayas al activar el sistema de desenganche por palanca, cuyo funcionamiento también proviene de la acción del motor eléctrico, por lo que esta carga queda registrada por la celda de carga.

Con estas razones, se justifica el uso de una celda de carga de mediana capacidad como la usada en el banco de pruebas, que aunque se contempla una carga máxima de 120 Kg-f, con las condiciones mencionadas anteriormente puede llegar a registrar valores de carga de 230 Kg-f.

Este sensor es en esencia un sistema de galgas extensiométricas dispuestas en un circuito con una disposición conocida como puente de Wheatstone. Estas galgas extensiométricas generan un pulso eléctrico análogo cuando sufre una elongación de su estado natural, y esta deformación es producto de una fuerza específica que se le está aplicando, para luego ser transmitida en forma de señal en el hardware de adquisición. De esta manera, se relaciona la carga que está registrando la celda en una señal eléctrica.

Figura 89. Datos técnicos de la celda de carga.

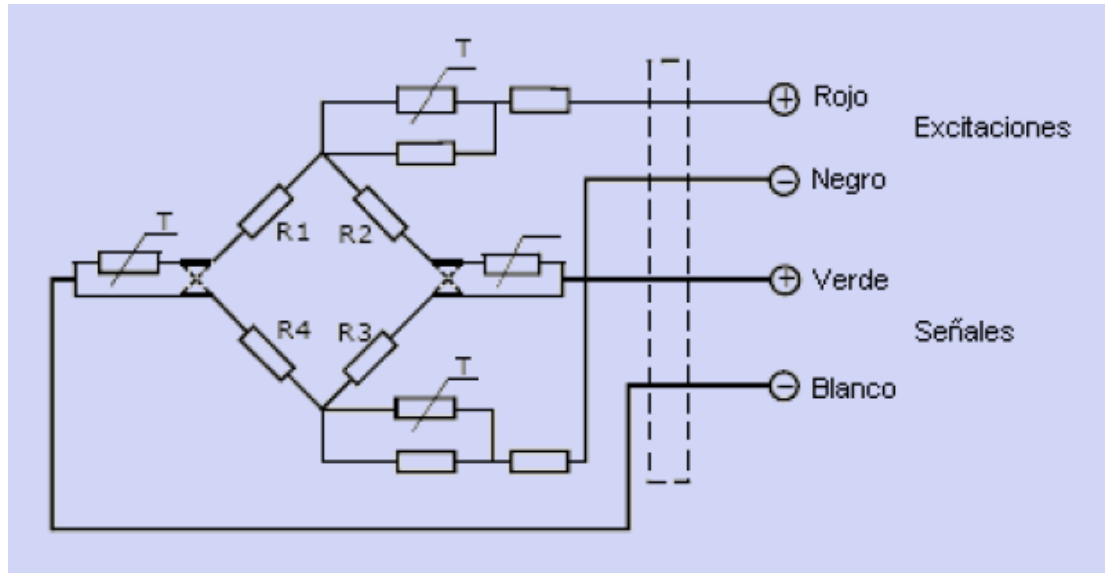
Parametros	C2	C3	Unidades
Capacidades (E _{max}) :	50, 100, 200, 500		Kg
Intervalos Max. de verificación (N _{lc}):	2000	3000	d
Intervalos Min. De verificación (V _{min}) :	0,03		% de la Capacidad Max.
Sensibilidad (C _n) :	2.0 ± 0.2%		mV/V
Efecto de temperatura en la sensibilidad (T _{kc}) :	0,0024	0,0012	± % de la señal de salida/°C
Efecto de temperatura en el cero (t _{k0}) :	0,002	0,0008	± % de la señal de salida/°C
Cero :	1.0		± % de la señal de salida
Resistencia de entrada (R _{lc}) :	385 ± 5		Ohms
Resistencia de salida (R _o) :	350 ± 2		Ohms
Resistencia de aislamiento :	≥ 5000		Mega-Ohms
Limite de sobrecarga :	150		% de la capacidad
Ruptura de celda :	300		% de la capacidad
Rango de temperatura en operación :	-30 a +70 / -20 a +160		°C / °F
Excitación Recomendada :	5~12		V (AC o DC)
Maxima excitación permitida :	15		V (AC o DC)
Peso aproximado :	600		g
Material :	Aleacion de acero		
Clase de proteccion :	IP65		

Fuente: Catálogo de productos Lexus para celdas tipo S.

En la figura 90 se puede observar la disposición de las galgas extensiométricas en el puente Wheatstone con su respectivo esquema de circuito empleado para su funcionamiento.

Como se puede observar en la anterior figura, se asigna los cables de salida para cada función correspondiente, en donde los cables rojo y negro son excitaciones, positiva y negativa respectivamente, mientras que los cables verde y blanco corresponden a las señales de salida de la celda de carga, con los cuales se realiza la toma de datos.

Figura 90. Esquema del circuito de la celda de carga y sus conexiones.



Fuente: Catálogo de productos Lexus para celdas tipo S.

Tabla 64. Datos técnicos para el módulo Siwarex U

TENSIÓN NOMINAL	Alimentación 24 V CC a través de enchufe frontal
LÍMITE SUPERIOR E INFERIOR ESTÁTICO	CC 20,4 V/28,8V
LÍMITE SUPERIOR E INFERIOR DINÁMICO	CC 18,5 V/30,2 V
SOBRETENSIONES NO PERIÓDICAS	CC 35 V para 500 ms
CONSUMO MÁXIMO DE CORRIENTE	150 mA (un canal) / 240 mA (dos canales)
ENERGÍA DISIPADA DEL MÓDULO HABITUAL	3,6W (un canal) / 5.8W (dos canales)
DIMENSIONES ANCHO X ALTO X FONDO	40 x 125 x 130
PESO	0,275 Kg

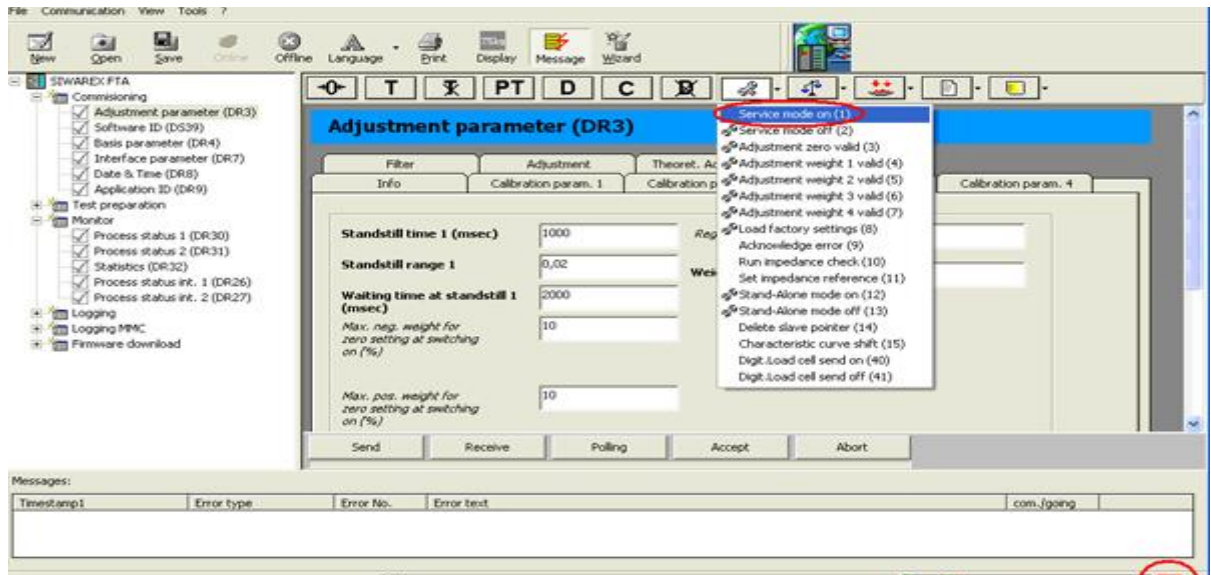
Para el registro de los datos de salida de la celda de carga, es necesario el uso de un módulo especial de la empresa Siemens llamado **Siwarex U**, el cual es un módulo de pesaje diseñado especialmente para la adquisición de datos producto de un sensor de carga como en este caso es la celda.

Este módulo especial es conectado al PLC, es un instrumento de gran versatilidad y registra los valores de carga transmitidos por el sensor en tiempo real, con una gran velocidad de transferencia de datos.

7.2.1. Calibración de la Celda de Carga

Este módulo también tiene una función especial de pesaje, con el cual puede ser posible la calibración de la celda de carga acorde a un valor correspondiente al pesaje real, el cual se denomina SIWATOOL (Figura 91).

Figura 91. Siwatool



Fuentes. Autores.

Mediante esta herramienta es posible que la celda de carga realice un registro de fuerzas experimentadas acorde a un sensor de pesaje de alta fidelidad. Para tal objetivo, se requiere de los datos técnicos de la celda y las recomendaciones del fabricante, donde estos valores son registrados en los parámetros de escala.

En los parámetros de escala se debe introducir el valor de sensibilidad de celda el cual corresponde al valor de **2.0 mV/V**. posteriormente se determina las unidades

en las que se desea registrar el valor de carga, que en nuestro caso, al estar la carga máxima de la celda dada en una unidad del sistema internacional, se determina que este **registro de datos se debe dar en kilogramos**.

También es necesario realizar un ajuste teórico, en el cual es preciso especificar en el Siwatool los valores de los datos técnicos de la celda, ya revisados en la figura 91.

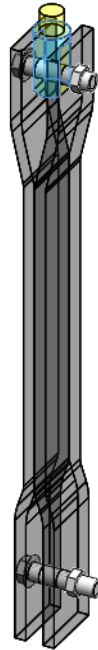
Posteriormente se procede a evaluar el cero de la celda, en el cual se hace el proceso de registrar el valor de la carga cuando esta no está cargada, y mediante valores de ajuste de dígitos y se busca el registro de carga cero en el software de calibración.

Por último, se hace un monitoreo del registro de carga en el Siwatool mediante un proceso experimental, en el cual se montó la pesa viajera en el sistema de carga, se hizo suspender con la celda instalada, y mediante el ajuste de dígitos se buscó el registro adecuado; para establecer un peso neto teórico de la pesa viajera y los accesorios que componen los mecanismos de enganche y desenganche, se usó la herramienta de cálculo de masa de **Solidworks 2011**, en donde se determina como material del conjunto el **acero estructural ASTM A36**. El resultado arrojado por el software nos proporcionó un valor de **masa teórica de 44 Kg**, con el que se calibró mediante un ajuste experimental la celda de carga Lexus.

7.2.2. Montaje de la Celda de Carga

La celda de carga Lexus es un sensor que registra los valores de fuerza a los que son sometidas las galgas extensiométricas al ser perturbadas por un desplazamiento. Dicho desplazamiento debe ser de una serie de patrón de cargas a tensión, por lo cual es clara la idea de cuál debe ser su montaje en el banco de pruebas emulador de cargas.

Figura 92. Platinas de barra pulida.



Fuentes. Autores.

Los valores de carga a registrar son todos generados desde el sistema de cargas, ya que precisamente este dispositivo emula las condiciones del bombeo de subsuelo presente en la producción de pozo. Como anteriormente se ha mencionado, este registro debe ser fiel al experimentado por la barra pulida (*Figura 92*). En el sistema de cargas, esta barra pulida está representada por dos platinas unidas por puntos de soldadura, la cual va sujeta en un extremo a la pesa viajera, y el otro extremo se debe disponer para el montaje de la celda de carga, la cual unirá este modelo de barra pulida con el balancín

Para que el movimiento del balancín pueda ser transmitido al sistema de cargas, se optó por elegir una cuerda metálica, la cual está sujeta en el cabezal por una polea de aluminio. Cabe resaltar que la polea es fija, y no presenta ningún tipo de movimiento relativo respecto al cabezal (*Figura 93*).

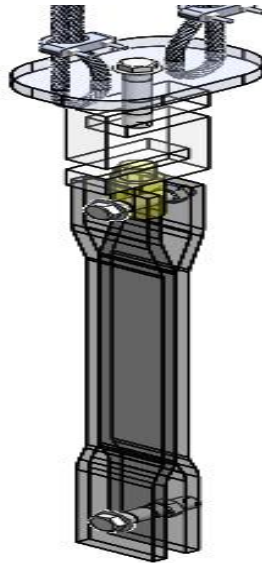
Figura 93. Polea del cabezal con guaya.



Fuentes. Autores

Los extremos de la guaya son unidos mediante una placa metálica agujerada para permitir el amarre de las puntas de la cuerda, y un orificio en el centro, donde se pasa un tornillo en el que se ubicará la celda de carga (Figura 94).

Figura 94. Celda de carga en funcionamiento



Fuentes. Autores

De esta manera, el sensor de carga estará ubicado en el dispositivo que transmite el movimiento desde el balancín hasta el sistema de cargas, viajando en el conjunto a lo largo de la carrera del banco de pruebas.

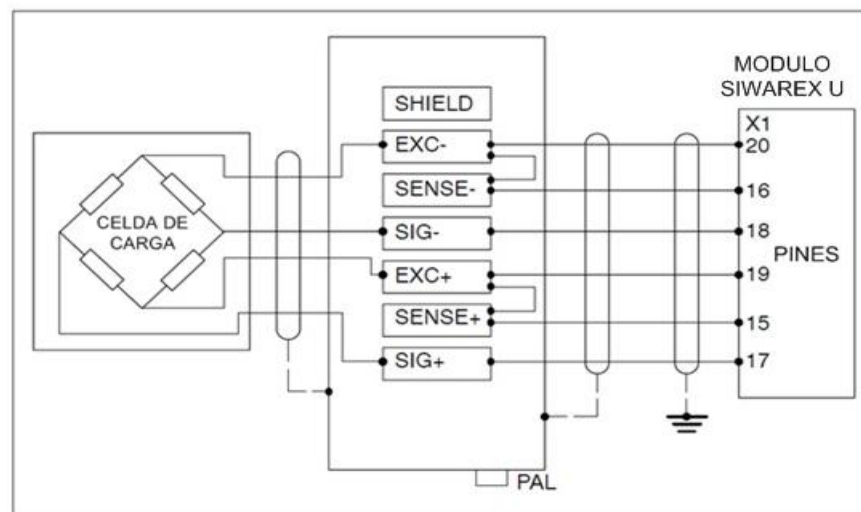
7.2.3. Conexión de Celda de Carga

La conexión de la celda de carga tipo S para el registro de datos de fuerza se realiza mediante el uso del módulo especial de pesaje de Siemens Siwax U, mencionado anteriormente.

La ventaja de usar un PLC y su módulo especial de pesaje es que tiene integradas funciones de amplificación y acondicionamiento de señal, por lo cual no es necesario recurrir a complejos sistemas electrónicos para lograr un valor aceptable del dato a medir.

La conexión indicada de la celda de carga al módulo de pesaje se representa de forma esquemática en la figura 95.

Figura 95. Conexión de la celda de carga al módulo SIWAREX U.



Fuente: Datasheet del módulo Siwax de Siemens.

7.3. PLC S7-300

Para procesar la señal de los sensores de carga y posición utilizados en el sistema dinamométrico usado en el banco de pruebas para la emulación de cargas de un sistema de levantamiento artificial, se optó por el uso de una CPU de la empresa Siemens (Figura 86), debido a que mediante el módulo Siwarex se puede hacer una medición de carga de alta calidad, precisión y en tiempo real de las fuerzas a tensión que experimenta la celda de carga tipo S.

A su vez, también es compatible al encoder, con una gran facilidad de conexión y adquisición de datos en tiempo real, con lo que una carta dinográfica cuyos valores se registren en este autómata programable corresponderá a un patrón altamente cercano a la medición real.

Para conveniencia del desarrollo del proyecto, se utilizó un equipo de tipo **SIMATIC S7-300** gama media. Posee una **CPU 314C-2DP** sofisticada y moderna con características importantes de hardware como entradas y salidas digitales integradas, entradas analógicas de intensidad, tensión y resistencia, salidas analógicas de tensión e intensidad y un bus DP (periferia distribuida), además de otras prestaciones que se pueden incluir en posibles ampliaciones de hardware (Figura 96).

Figura 96. PLC S7-300, CPU 314C-2DP con módulos integrados.



Fuente: <http://support.automation.siemens.com>

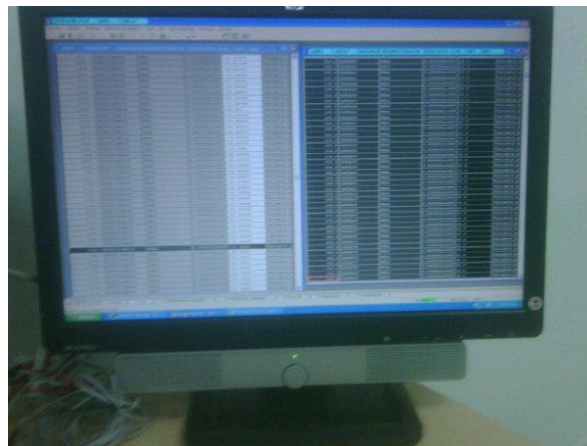
En el módulo de entradas y salidas digitales integrado a la CPU dispone de la conexión del encoder incremental, el cual fue explicado anteriormente, mientras que el módulo de pesaje Siwarex U se adhiere al conjunto del PLC, mediante un accesorio especial para la conexión de módulos adicionales que la empresa Siemens implementa.

Además, debido a las condiciones especiales de la CPU, la entrada de las señales desde los sensores no requiere amplificación ni acondicionamiento o tratamiento de la señal, por lo que en este presente sistema dinamométrico no se hizo uso de dispositivos electrónicos para tal objeto.

Una vez procesadas las señales de sensado de carga y posición en el autómata programable, se debe disponer de un software especial y un computador que contenga tal programa para poder hacer lectura de los datos adquiridos y realizar su registro en tiempo real.

7.4. COMPUTADOR

Figura 97. Computador



Fuente. Autores.

Para la conexión del PLC de Siemens y el registro de los datos sensados, se hizo uso de un computador de marca Hewlett Packard (figura 97) perteneciente al Laboratorio de Automatización Industrial, adscrito a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS, el cual se compone de un disco duro de 300 GB, una memoria RAM de 3 GB, con procesador AMD Phenom y sistema operativo Windows XP.

En este computador se encuentran los recursos necesarios para la toma de datos provenientes de un PLC de Siemens, en lo que se destaca la instalación del programa **Simatic Step 7**, especialmente elaborado por la empresa Siemens. Cabe resaltar que este mismo equipo fue utilizado en un anterior proyecto de grado en donde también se desarrolló cartas dinagráficas y es de la misma línea de investigación del presente trabajo¹⁸, por lo que ya estaba anteriormente preparado para la toma de datos.

7.5. SIMATIC STEP 7

El Simatic Step 7 (*Figura 98*) es el software usado por la marca Siemens para la programación, adecuación de señales y adquisición de datos proveniente del autómatas programable. Es un programa muy versátil, compatible con todos los PLC de gama media y alta S7-300 y S7-400, y de todos los dispositivos vinculados a la automatización.

¹⁸ Prototipo de un sistema de adquisición de datos para la obtención de dinagramas de superficie de un pozo petrolero.

Figura 98. Simatic Step 7, CD



Fuente: www.identi.li

Simatic Step 7 es el software utilizado para la programación de controladores lógicos programables (PLC) de la familia Siemens, usado para configurar hardware, establecer comunicación con el PLC, proveer servicios, archiva y documenta, así como también tiene un gran número de funciones de diagnóstico y operación.

8. OBTENCIÓN DE CARTAS DINAGRÁFICAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente capítulo se desarrolla la obtención de las cartas dinagráficas presentes en el sistema, en donde interviene principalmente el patrón de cargas ejercido por el equipo emulador de bomba de subsuelo, así como cada punto de su desplazamiento por la carrera, en donde se destaca primordialmente el punto muerto superior y el punto muerto inferior.

Como se ha venido explicando, las cartas dinagráficas son un análisis de vital importancia para el diagnóstico, mantenimiento, monitoreo y optimización de los sistemas de levantamiento artificial, especialmente de movimiento alternativo vertical.

Como análisis concluyente de la capacidad de generar patrones de carga similares a un sistema de bombeo real, el banco de pruebas diseñado requiere la medición de sus respectivas cartas dinagráficas. Para la obtención de diversos patrones, se determinó el uso de resortes convenientemente diseñados para el sistema de cargas, los cuales son de fácil montaje, además de ser independientes de la operación fundamental de la máquina y con flexibilidad para poner en diversas disposiciones que generen distintos tipos de dinagramas.

8.1. POSICIÓN

Los datos obtenidos de posición se registraron mediante el uso de un encoder incremental, cuya plataforma de adquisición se hizo con el PLC de la marca Siemens, detallado anteriormente.

Para la evaluación de su porcentaje de error en la adquisición de datos se realizó una prueba con la obtención de 5 tipos de gráficas, para sumar en total la toma de 20 ciclos de carrera, en donde se variaron las cargas dispuestas de acuerdo a distintos patrones deseados de disposición de los accesorios de carga (pesas y resortes).

El análisis de estos resultados contempla los valores de medición de carrera en su valor máximo, es decir, en su punto muerto inferior. Para nuestro sistema de cargas, se dispuso el inicio del conteo del desplazamiento desde el punto muerto superior (PMS) con el uso de un final de carrera normalmente abierto, previamente diseñado y programado en el software Step 7, en el cual en el momento inicial de registro de su señal el sistema inicie el contaje tanto de datos de posición como los de carga.

Dicho esto, se establece como valor teórico de máximo desplazamiento de bombeo, o sea de carrera ejecutada por el banco de pruebas, un valor de **32 cm.** A continuación se muestra la tabla 65 con los valores medidos máximos para los 20 ciclos de prueba, con sus respectivos errores relativos y absolutos.

Tabla 65. Valores de posición obtenido mediante PLC

VALOR MEDIDO	ERROR ABSOLUTO	ERROR RELATIVO
31.97722	-0.02278	-0.0711875
32.05786	0.05786	0.1808125
32.05786	0.05786	0.1808125
32.20761	0.20761	0.64878125
32.13849	0.13849	0.43278125
32.15001	0.15001	0.46878125
32.11546	0.11546	0.3608125
32.06938	0.06938	0.2168125
32.10394	0.10394	0.3248125

VALOR MEDIDO	ERROR ABSOLUTO	ERROR RELATIVO
32.18457	0.18457	0.57678125
32.18457	0.18457	0.57678125
32.16153	0.16153	0.50478125
32.13849	0.13849	0.43278125
31.22848	-0.77152	-2.411
32.15001	0.15001	0.46878125
32.12697	0.12697	0.39678125
32.23654	0.23654	0.7391875
31.84239	-0.15761	-0.49253125
32.07328	0.07328	0.229
31.97732	-0.02268	-0.070875

De la tabla 65 de datos se toman los valores para determinar errores absolutos y relativos de la medición promedio

Tabla 65. Errores absolutos

MEDIA ABSOLUTA	0.0591 [cm]
MEDIA PORCENTUAL	0.185 [%]
MEDIA DE VALORES MEDIDOS	32.0591 [cm]

Del anterior análisis de resultados, se puede observar que el registro de valores presenta una **media porcentual de 0.185%**, es decir, un **rango de ± 0.06 cm de tolerancia**, lo cual indica que es un proceso bastante acertado para la medición de posición de la carrera de bombeo.

La razón de este sistema tan eficiente es debido al uso del encoder incremental, el cual es de uso industrial y es altísimamente preciso en el registro de pulsos; además de entregar un registro de salida de **600 pulsos por revolución**, lo cual lo hace altamente sensible en su operación. También es debido a la acertada disposición del mecanismo de movimiento del encoder, el cual por medio de las

poleas entrega fielmente el comportamiento del desplazamiento de la carrera y lo convierte en un movimiento rotacional que genera los pulsos.

El registro de los valores de posición para cada una de las condiciones propuestas se encuentra debidamente registrado en el anexo C.

8.2. CARGA

La medida del patrón de cargas presente en el sistema de cargas, y que caracteriza el proceso de levantamiento artificial de petróleo, se realizó por medio de una celda de carga tipo S, anteriormente explicada en detalle.

Tabla 66. Valores teóricos para el registro de carga

PESA VIAJERA	44 Kg-f
PESA DE BOMBEO	21 Kg-f
RESORTE VIAJERO	30 Kg-f
RESORTES GEMELOS	10 Kg-f C/U

Estos valores generados corresponden al conjunto de pesa viajera y pesa de bombeo, con su característica forma de desplazarse por la caja metálica para lograr emular el bombeo. También intervienen en el patrón de datos las fuerzas generadas por los resortes, que dependiendo su disposición de instalación generan cierto tipo de dinagrama.

Estos valores mostrados anteriormente se estimarán como los reales, ya que la celda de carga fue debidamente calibrada para registrar en tiempo real las cargas que en ella se experimentan.

Sin los resortes, se tiene que los valores de registro mayor y menor deberán ser de **65 Kg-f y 44Kg-f**, además se deberá tener en cuenta un registro más alto en la medición debido a la **fuerza de fricción** del sistema de guiado lineal y de fuerzas adicionales debido a **desalineamientos y tolerancias** presentes en el banco.

También, se registra un pico de carga en cada uno de los ciclos de medición debido a la activación del mecanismo de desenganche, en el cual varia su valor según la disposiciones de carga, que serán analizadas a continuación.

8.3. RESULTADOS PARA LOS DISTINTOS TIPOS DE DINAGRAMA

La obtención de los datos de carga y posición fueron acorde al tipo de dinagrama que se genera, acorde a la disposición de los resortes de carga.

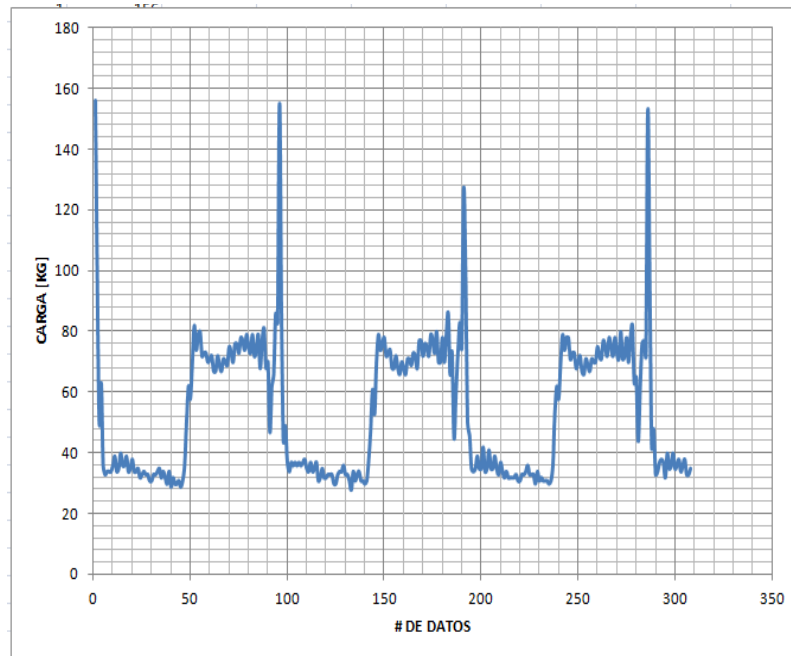
En total, se generaron 4 tipos de dinagramas, los cuales son:

- **DINAGRAMA A:** Sistema de cargas sin resortes.
- **DINAGRAMA B:** Sistema de cargas con el resorte viajero montado.
- **DINAGRAMA C:** Sistema de cargas con los resortes gemelos.
- **DINAGRAMA D:** Sistema de cargas con los tres resortes.

8.3.1. Dinagrama A

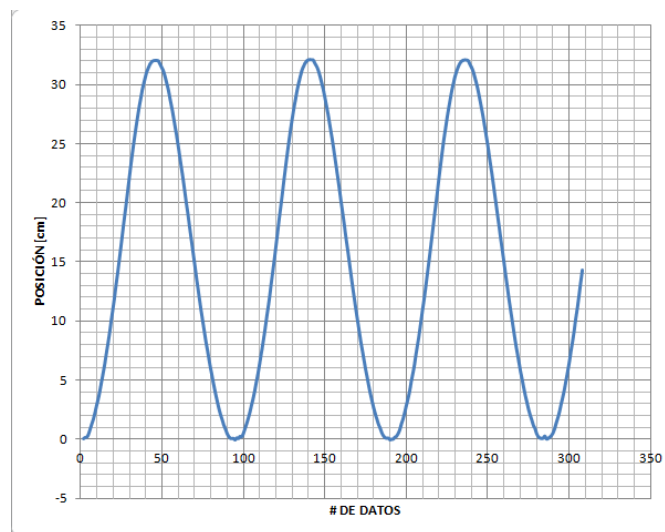
Los resultados para el dinagrama A, en el cual no están instalados los resortes de carga fueron tomados en un registro de tres ciclos; a continuación se presentan los gráficos obtenidos.

Figura 99. Gráfico de carga para dinagrama A



Fuente: Autores

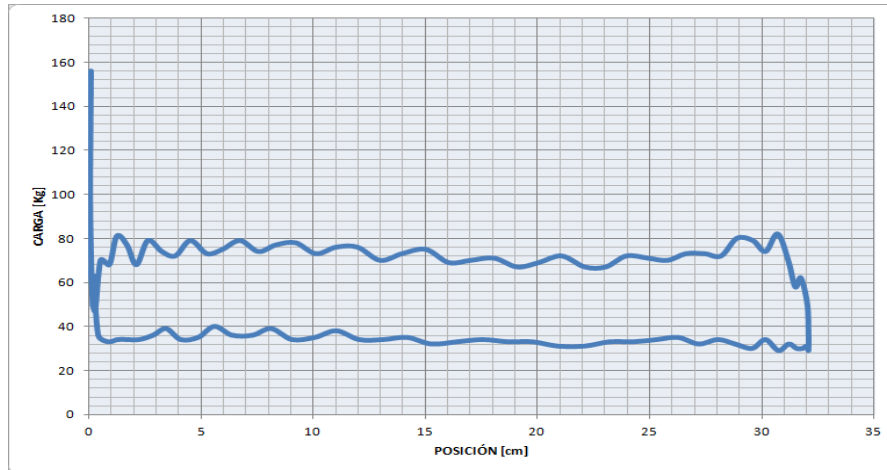
Figura 100. Gráfico de posición para el dinagrama A



Fuente: Autores.

Con los resultados de los anteriores gráficos, se procede a realizar la carta dinagráfica para el sistema de cargas, dispuesto en esta ocasión sin resortes

Figura 101. Dinagrama A.



Fuente: Autores.

Los valores obtenidos en su totalidad, así como el dinagrama compuesto por todos los ciclos de cada uno de los dinagramas se encuentran en el anexo C.

8.3.2. Dinagrama B

En este caso, la diferencia con el dinagrama A es la instalación del resorte viajero, el cual está sujeto a la base de la caja metálica y a la pesa viajera.

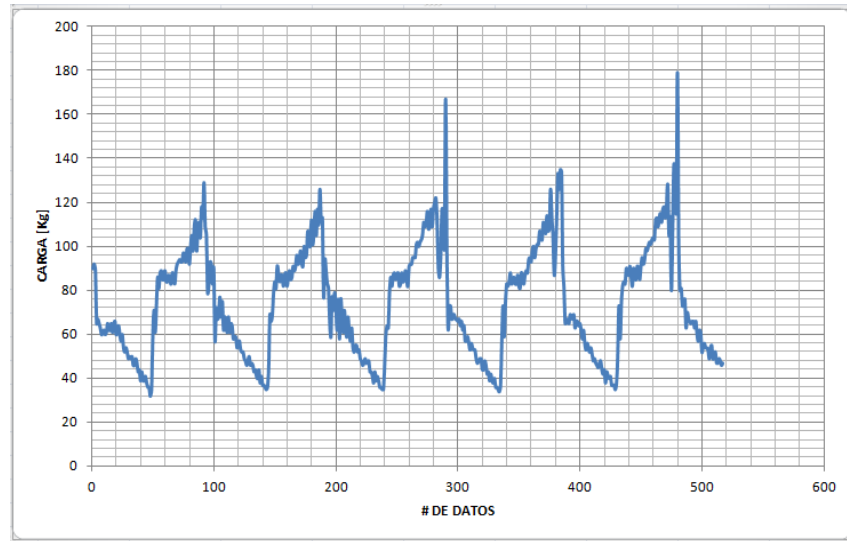
Debido a la alta precisión de los resultados obtenidos, obviaremos para los restantes análisis la gráfica de posición, los cuales se dispondrán en detalle en el **anexo C**.

En esta ocasión, para la toma de datos de carga del dinagrama B se realizó para un total de 5 ciclos, en los cuales se arrojaron los siguientes resultados:

En gráfico se evidencia la influencia del resorte viajero en el comportamiento de carga, generando pendientes en los rangos de valores de bombeo, esto debido a que el resorte se tensiona en movimiento ascendente, y en el movimiento

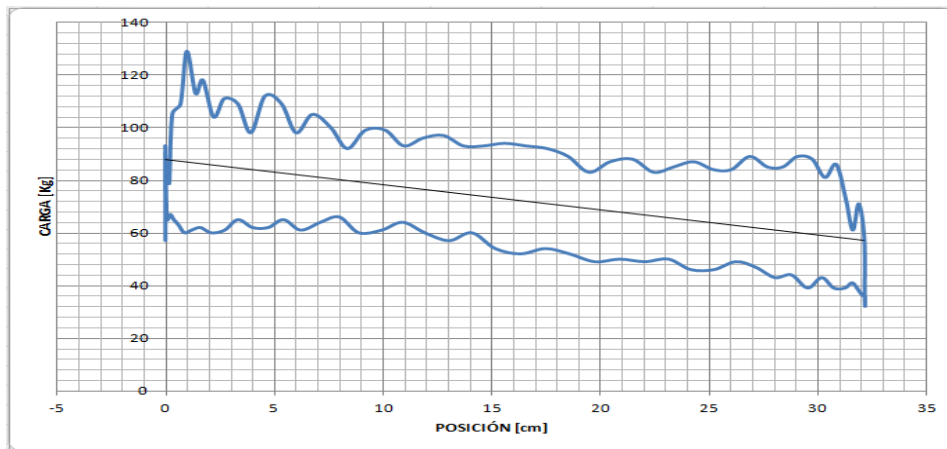
descendente se recupera de su elongación con la velocidad del sistema, por lo cual estas pendientes representarían la constante de elasticidad del resorte.

Figura 102. Gráfico de carga para el dinagrama B



Fuente: Autores.

Figura 103. Dinagrama B



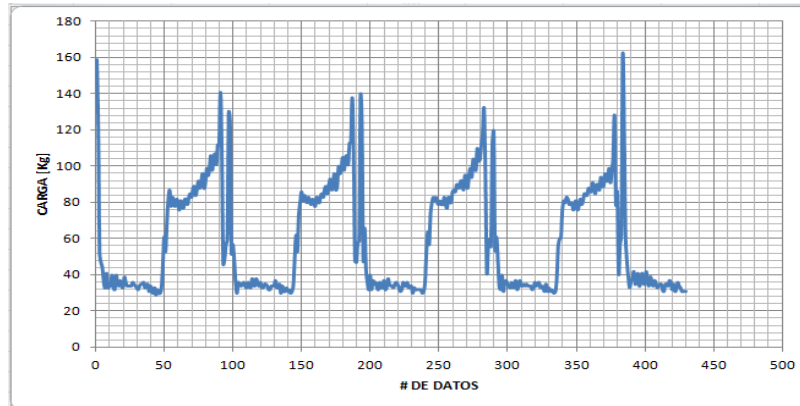
Fuente: Autores.

Alterado el gráfico de cargas, el dinagrama B presenta notorias diferencias al dinagrama A, como se observa a continuación:

La línea del medio (figura 103) puede servir como visualización de la inclinación presentada por la carta dinagráfica, debido a la constante del resorte.

8.3.3. Dinagrama C

Figura 104. Gráfico de cargas del dinagrama C.



Fuente: Autores.

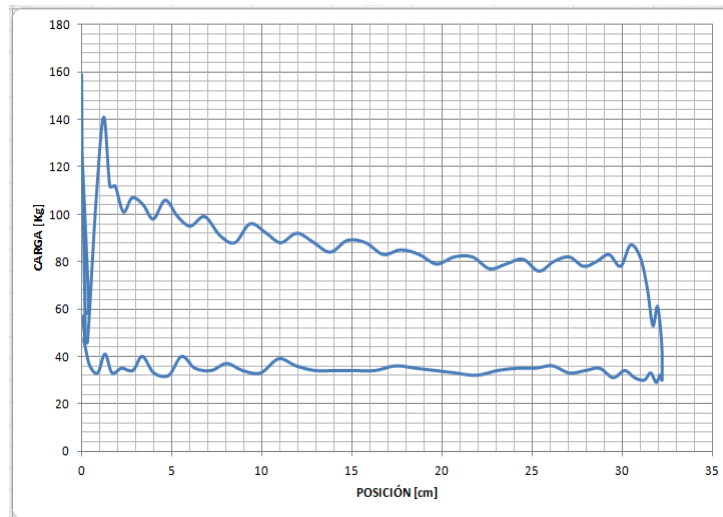
En el dinagrama C las cargas varían según la elongación presentada en los resortes gemelos instalados en el sistema de cargas, los cuales son fijados en un extremo en la base de la caja metálica, y en el otro a la pesa de bombeo, generando un patrón de cargas distinto al presentado por los dos anteriores dinagramas.

Esta vez presenta una pendiente en la carrera ascendente, mientras que en la carrera descendente no. Esto se debe a que una vez soltada la pesa de bombeo, los resortes ya no generarán un patrón de cargas característico en el sensor de bombeo, por ende, la gráfica es acertada para representar el fenómeno físico.

De nuevo, este factor afectará la carta dinagráfica C, y la diferenciará de las anteriores. En la figura 104. Se puede visualizar la pendiente en el transcurso del movimiento ascendente, mientras que en el movimiento de carrera descendente la

curva presenta un comportamiento plano, que en términos generales corresponde a la linealidad que ejerce la carga de la pesa viajera sin ningún tipo de acción de resortes.

Figura 105. Dinagrama C.



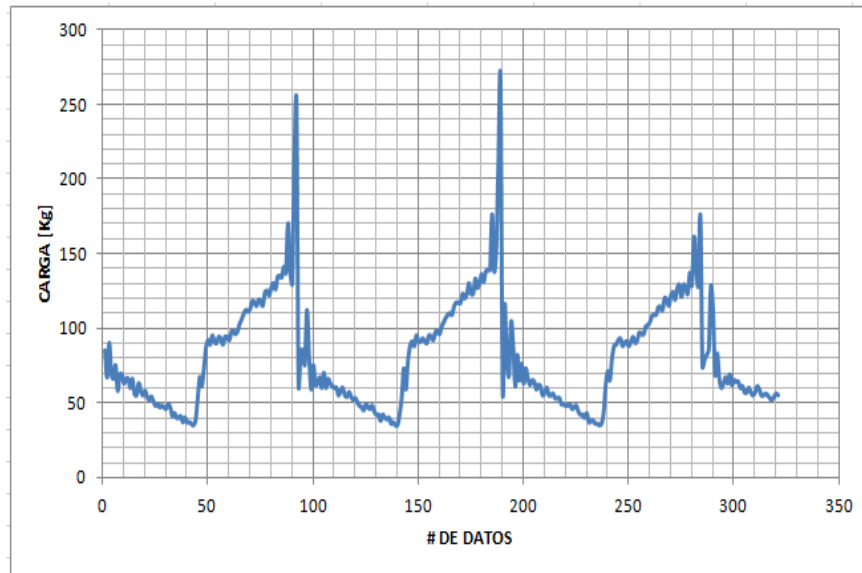
Fuente: Autores.

8.3.4. Dinagrama D

Para este tipo de dinagrama, se instalan los tres resortes juntos, alcanzando así los máximos valores de carga que se pueden generar en el banco de pruebas.

El dinagrama D presenta un patrón similar al dinagrama B, pero en este caso las pendientes de la carrera ascendente y la carrera descendente cambiarán dramáticamente debido a la inclusión de dos resortes más, además de generar un patrón de fuerzas mucho más grande al alcanzar la capacidad máxima de carga del sistema.

Figura 106. Gráfico de cargas para el dinagrama D



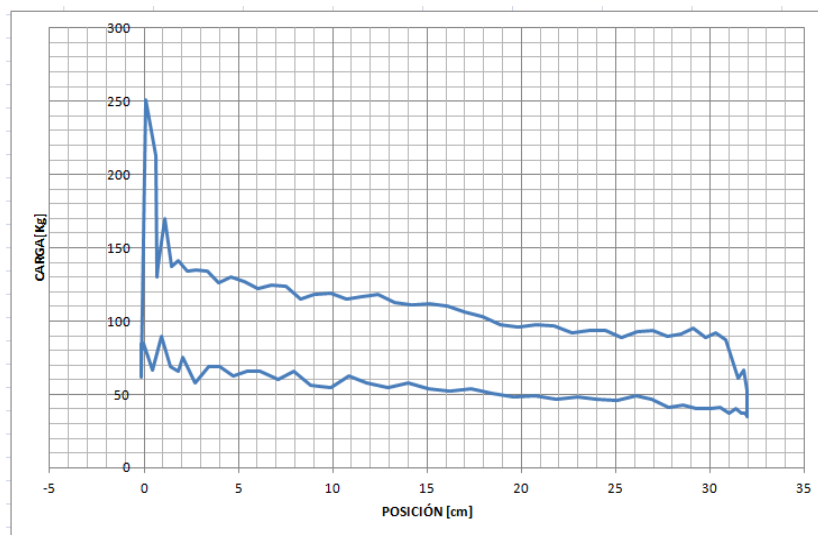
Fuente: Autores.

A continuación, se puede visualizar en la figura 106 el diagrama del comportamiento de las cargas en el dinagrama D

Como se puede observar en la anterior gráfica, el valor de carga alcanza el valor de 250 Kg, explicado anteriormente debido a la fuerza de desenganche, siendo este el valor máximo registrado por el sistema de cargas. En esta ocasión alcanza ese pico debido al esfuerzo del sistema de potencia de lograr desenganchar la pesa de bombeo con todo un sistema de cargas puesto en marcha al límite.

El dinagrama correspondiente a este patrón de fuerzas es:

Figura 107.Dinagrama D.



Fuente: Autores.

Cabe resaltar que la totalidad de datos obtenidos para cada una de las mediciones de carga, posición, y registro dinagráfico se expondrán en el anexo C del presente trabajo.

CONCLUSIONES

Con el diseño y construcción del banco de pruebas emulador de cargas de un sistema de levantamiento artificial se contribuye al desarrollo de la línea de investigación en la industria petrolera, aportando la infraestructura necesaria para que se generen patrones medibles propios del bombeo mecánico de crudo desde laboratorio, fortaleciendo los conceptos teóricos de optimización, mantenimiento y diagnóstico de la producción de petróleo.

Se diseñó y construyó un sistema de cargas que logra emular el comportamiento típico de bombeo en la bomba de subsuelo en campo, generando cargas de hasta 130 Kg-f, y con un desplazamiento de carrera neto de 32 cm, siendo estos parámetros fundamentales para la adquisición de cartas dinagráficas.

Se diseñó y construyó un balancín que emula la dinámica de una unidad de levantamiento artificial tipo convencional-Churchill, destacando parámetros relevantes del tipo unidad de bombeo y de dinámica a emular, cumpliendo con las dimensiones recomendadas de diseño.

Se realizó y calculó el diseño de la unidad motriz, del banco de pruebas, generando la potencia necesaria para levantar la carga estimada previamente a su diseño, así como la reducción determinada de la velocidad angular de salida para el sistema de transmisión, el cual es de 13 revoluciones por minuto.

El registro de los patrones de carga y posición medible en el banco de pruebas emulador se realizó satisfactoriamente mediante el uso de plataforma de los autómatas programables industriales, generando los valores deseados en el

comportamiento del sistema, midiendo con gran eficiencia estos parámetros, generando posteriormente la carta dinagráfica.

Mediante los mecanismos dispuestos en el sistema de cargas, así como de dispositivos que generan determinado patrón de fuerzas, se logra que el banco emulador genere cuatro (4) distintos tipos de carta dinagráfica.

El método de adquisición de posición mediante el uso de un encoder incremental resulta ser un proceso altamente eficiente, ya que registra porcentajes de error inferiores al 1%, valor el cual es mayor cuando se realiza la adquisición de posición mediante el uso del acelerómetro, justificando así el cambio de estrategia implementada para la toma de datos de desplazamiento

RECOMENDACIONES

Para asemejar mas esta unidad a una real, sería conveniente modificar el sistema de transmisión, donde se sustituyan los dos sistemas de reducción por una reducción tipo industrial, de engranajes como mayor rango de reajuste de la velocidad, la cual entregué una velocidad angular de 8 a 10 rpm, con lo que se ganará mayor eficiencia en la potencia del sistema y se evitarán efectos de falla sobre las piezas por sobre carga o impacto.

Sería conveniente ampliarla carga de contrabalanceo, para evitar sobrecargas del motor después de muchos ciclos de trabajo, o en tal caso de ampliar la carga de los bloque sucesores de las sartas de varillas o del crudo a succionar.

Por cuestiones de simetría y de funcionamiento sería muy beneficioso cambiar el sistema de enganche y desenganche por un sistema electromagnético que sea más preciso a la hora de recoger y soltar los bloques.

Cambiando la barra pulida por un elemento más semejante al real se podría probar diferentes tipos de celda de carga, es decir no solo usar una celda a tensión si no analizar datos con una celda a compresión.

BIBLIOGRAFÍA

AGUILAR Luis, BUITRAGO Jorge, DÍAZ Fernando, TORRADO Diego, VILLAMIZAR Jefferson Estudio de las Variables Involucradas en los Sistemas de Bombeo Mecánico para el Diseño, Control y Optimización de Pozos en Campo Colorado. Universidad Industrial de Santander

FERREIRA Diego, GARCÍA José, Prototipo de un Sistema de Adquisición de Datos para la Obtención de Dinagramas de Superficie de un Pozo Petrolero. Universidad Industrial de Santander

LUFKIN. 2008/2009 General Catalog. OilfieldProductsGroup.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. McGraw-Hill, Nueva York, 1992.

Portal de siemens, <http://supoport.automation.siemens.com/>

RICO MARTÍNEZ, José M. Análisis Dinámico de un Mecanismo de 4 Barras, Universidad de Guanajuato

THETA ENTERPRISE. Bombeo mecánico optimización, entrenamiento levantamiento artificial

ANEXOS

Anexo A: Marco Teórico.

Unidades de Bombeo

La función de la unidad de bombeo es convertir el movimiento rotacional de la unidad motriz al movimiento ascendente-descendente de la barra pulida. Una unidad de bombeo apropiadamente diseñada tiene el tamaño exacto de caja de engranaje y estructura. También tiene suficiente capacidad de carrera para producir el fluido que se desea.

De acuerdo a las condiciones presentadas en el campo, se estudia la posibilidad de modificar los factores de carga de los sistemas de levantamiento, para aumentar la rata de producción de barriles diarios en pozo. También, modificaciones de carácter geométrico se podrían presentar en las unidades de bombeo, generándose así distintos tipos de sistemas de levantamiento. En la industria petrolera existen varios tipos de unidades de bombeo mecánico, pero las más importantes son las siguientes:

- Tipo convencional
- Mark II
- Balanceadas por Aire

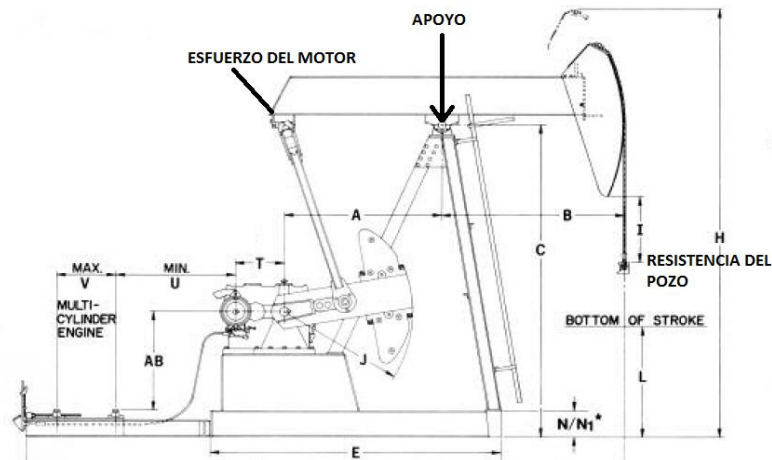
Para efecto de profundización, se entrará en detalles de la unidad de bombeo tipo convencional, debido a que será la disposición geométrica usada para el banco de pruebas emulador de cargas mencionado en el presente trabajo.

Sistema de Levantamiento Artificial Tipo Convencional

Este tipo de unidades tiene el reductor de engranajes colocado en la parte trasera con el apoyo en la mitad del balancín, esta representa la unidad convencional.

Se observa el apoyo cerca del centro, el esfuerzo del motor aplicado en el extremo del balancín y la resistencia de la carga del pozo esta aplicada en el extremo opuesto del balancín.(Figura 108)

Figura. Aspectos importantes de una unidad de bombeo convencional



Fuente: Lufkin General Catalog, modificada por autores.

La unidad de bombeo convencional, ya sea con contrapesos rotativos o contrapesos al extremo del balancín, ha sido el más usado en los campos petroleros. La rotación de los contrapesos hace que el balancín pivotee en el eje del rodamiento central, moviendo la barra pulida hacia arriba y hacia abajo a través de sus diferentes conexiones. Los contrapesos localizados en la manivela, son bloques pesados de hierro fundido. Estos contrapesos pueden moverse a lo largo de la manivela para producir mayor o menor efecto de contrapesos.

Ventajas:

1. Costos de mantenimiento bajos.
2. Cuesta menos que otras unidades.
3. Puede rotar en sentido horario y anti horario.

Desventajas:

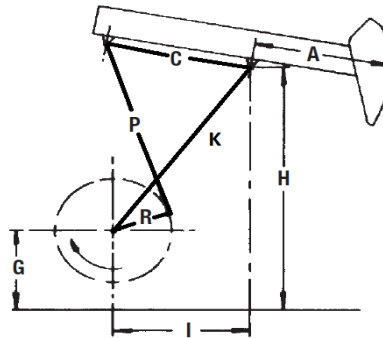
- En varias aplicaciones no es tan eficiente como el Mark II u otros tipos de unidades.
- Podría requerir cajas de engranaje más grandes que otros tipos de unidad (especialmente con cabillas de acero).

Ley de Grashof

Una de las consideraciones de mayor importancia a la hora de diseñar un mecanismo que va a ir impulsado por un motor, es asegurarse de que el elemento de entrada pueda realizar una vuelta completa (que sea una manivela).

Aquellos mecanismos en los que ningún eslabón pueda describir una revolución completa no serán útiles para este tipo de aplicaciones.

Figura. Elementos importantes del mecanismo de cuatro barras.



Fuente: Lufkin General Catalog, modificada por autores.

Cuando se trata de un eslabonamiento de cuatro barras - un cuadrilátero articulado-, existe una manera muy sencilla para establecer si se presenta este tipo de situación: La Ley de Grashof (*Figura 109*). Esta ley anuncia que la suma de las barras más corta (manivela para este caso) y la más larga (barra imaginaria) no pueden ser superiores a la suma de las dos barras restantes (biela y la sección del balancín).

Teniendo en cuenta la figura, donde R representa la manivela, P la biela, C el balancín y K la barra imaginaria, la ley de grashof afirma que, cuando la barra más pequeña tiene un sentido de rotación especificado, las otras 3 se moverán sin ningún problema siempre y cuando se cumpla que:

$$R + K \leq P + C$$

Si no se cumple esta desigualdad, ningún elemento tendrá una revolución completa en relación con los otros.

Conviene mencionar que la ley de Grashof no especifica:

El orden en que se conectan los eslabones.

Cuál de los eslabones es el fijo.

Carta Dinamométrica

La carta dinamométrica es un diagrama de carga contra desplazamiento resultante del registro de todas las fuerzas que actúan sobre la barra pulida con respecto a su posición en cualquier instante durante el ciclo de bombeo. El diagrama registrado esta dado con la posición de la barra pulida en la abscisa y la carga en la ordenada.

El dinamómetro es una herramienta sumamente valiosa debido a que mediante su uso es posible obtener la siguiente información:

Cargas en el equipo superficial.

Debido a que el dinamómetro proporciona una gráfica continua de carga y desplazamiento de la barra pulida vs. Tiempo, es posible determinar:

- Carga máxima y mínima en la estructura de la unidad de bombeo.

- Torsión en el reductor de engranes y en el motor principal, cuando se conocen factores de torsión.
- Trabajo realizado por la barra pulida para elevar el fluido y vencer la fricción.
- Contrabalanceo apropiado.

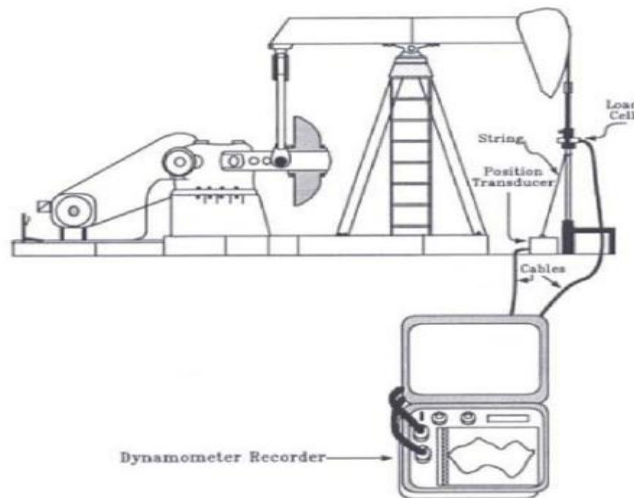
Cargas en la sarta de varillas.

Carga máxima, mínima, esfuerzos en las varillas y rango de cargas.

Número de inversiones de carga por ciclo de la manivela.

Comportamiento de la bomba de subsuelo (*Figura 109*).

Figura. Método de registro dinagrafico en pozo.



Fuente: Bombeo Mecánico, Optimización. Theta Enterprise.

La magnitud del patrón de cargas es muy importante, pero también es de gran interés su forma, ya que este perfil dice mucho acerca del comportamiento de la bomba de subsuelo. El sistema de bombeo mecánico puede compararse con un sistema de transmisión, la bomba como transmisor y el dinamómetro en la barra pulida como receptor.

Cada vez que la bomba realiza una carrera, se envía una señal de fuerza a lo largo de la sarta de varillas a una velocidad de 15,800 pies/segundo, hasta la superficie, donde se registra por medio del dinamómetro. Cada condición distinta en el fondo del pozo, envía una señal de fuerza diferente a la superficie y en algunos casos, un analista experimentado, puede determinar el comportamiento de la bomba, interpretando la forma del perfil de la gráfica dinamométrica para diagnosticar uno o varios de los siguientes aspectos:

- Condiciones de trabajo de las válvulas viajera o de pie
- La existencia de golpeteo de los fluidos y su magnitud
- Ancla de gas en la bomba
- Fricción excesiva.
- Si la bomba está o no bombeando en vacío.
- Condición de sobre viaje del émbolo o reducción del viaje del mismo.

Sistema Dinamométrico

En los sistemas de levantamiento artificial por Bombeo Mecánico se emplean herramientas de diagnóstico para obtener información de posibles causas del mal funcionamiento en el sistema.

El Dinamómetro se define como un instrumento para medir fuerza. La palabra dinamómetro es una derivación de las palabras griegas “Dynamis” que significa “fuerza” y “metro” que significa “dispositivo de medición”.

El dinamómetro registra las cargas (fuerzas) del pozo impuestas sobre la barra pulida en función de su posición. Este registro de carga vs posición es llamado "carta dinagráfica".

Los registros de carga y posición se toman con respecto al tiempo, de donde se toman los datos para construir una carta dinamométrica superficial, con la cual, y a través de un modelamiento matemático podemos obtener una carta dinamométrica de fondo que permita diagnosticar el comportamiento de la bomba.

Con el dinamómetro se elimina la necesidad de realizar cálculos manuales y sólo es necesario ingresar los datos actuales de la configuración mecánica y geométrica del pozo para proceder a realizar los análisis respectivos.

Componentes del Dinamómetro.

El dinamómetro se compone básicamente de tres partes, las cuales son una celda de cargas, un transductor de posición y un sistema registrador:

Celda de Carga

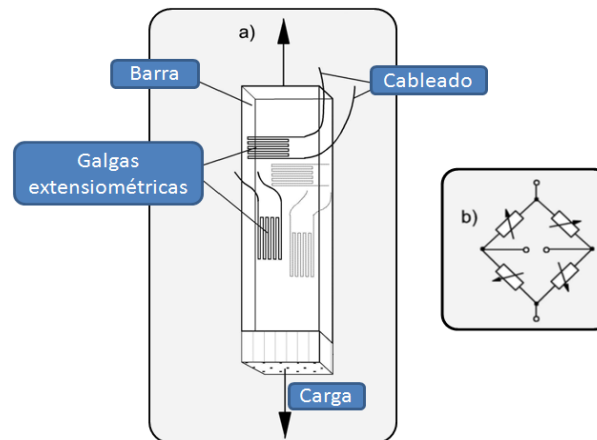
Es un registrador de esfuerzos de alta sensibilidad el cual va montado entre la grampa de la barra pulida y la brida. Las cargas impuestas sobre la celda de carga cambian su resistencia eléctrica. Las diferencias resultantes de potencial a través del registrador son grabadas en forma de carga contra tiempo.

El principio básico de una celda de carga está basado en el funcionamiento de las galgas extensiométricas (strain gauge). La galga extensiométrica es un sensor, el cual básicamente es una resistencia eléctrica. El parámetro variable sujeto a medida es la resistencia de la galga y su variación depende de la deformación que sufre debido al esfuerzo que se ejerce sobre ella. Se parte de la hipótesis de que el sensor experimenta las mismas deformaciones que la superficie a la cual está adherida. El sensor está constituido básicamente por una base muy delgada no conductora, sobre la cual va adherido un hilo metálico muy fino, de forma que la

mayor parte de su longitud está distribuido paralelamente a una dirección determinada.

Para convertir las variaciones de voltaje se recurre a un circuito en forma de puente de Wheatstone. Éste circuito consiste en cuatro resistencias unidas en un círculo cerrado, tres resistencias son conocidas y la cuarta es desconocida, la cual es la resistencia bajo medida. Después de aplicar una corriente continua y conectar un galvanómetro, y equilibrar todas las resistencias, las corrientes que fluyen por los dos brazos del circuito se igualan, eliminando el flujo de corriente por el galvanómetro, de modo que se puede calcular el valor de la resistencia desconocida, a partir los valores de las otras resistencias (Figura).

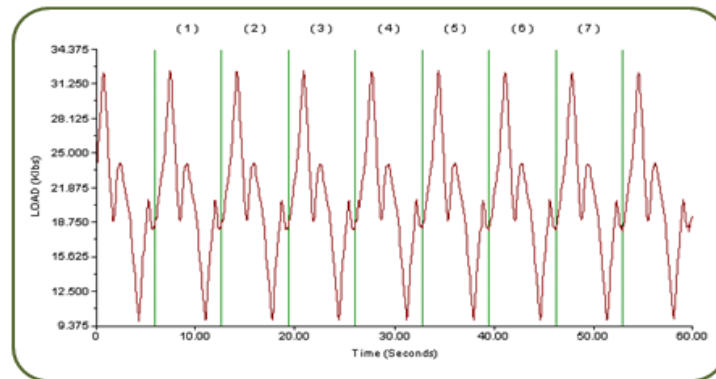
Figura. Partes elementales de una celda de cargas.



Fuente. G.U.N.T GerätebauGmbH. Juego de Aplicación Galgas Extensiométricas.

Una vez obtenidos los datos de carga procedentes de la celda de carga utilizada, estos son llevados a un programa de transducción de impulsos eléctricos que posteriormente se registran en forma de carga vs tiempo (Figura).

Figura. Registro de carga vs. Tiempo.



Fuente. Manual de TWM Echometer Company.

Encoder Incremental

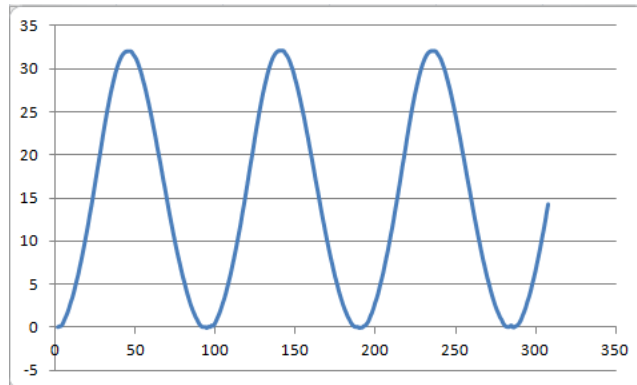
El encoder incremental es un dispositivo que se usa ampliamente en la industria, cuyo enfoque es principalmente el sensado de parámetros que se involucran en cambios de desplazamiento de determinado mecanismo.

Puede registrar valores de posición, desplazamiento, ángulo, velocidad angular, aceleración angular, velocidad lineal, aceleración lineal, etc.

Para su implementación en el sistema dinamométrico se requiere que este sensor registre los valores de desplazamiento presentes en la carrera generada por el banco de pruebas, el cual realiza mediante el registro de un tren de pulsos que son señales de salida del encoder, en las cuales se realiza un respectivo análisis de conversión de pulsos a desplazamiento.

se puede observar una gráfica característica generada por el desplazamiento alternativo vertical que se produce en la carrera de la unidad de bombeo, la cual es una toma directa que se puede registrar desde el encoder incremental (*Figura*).

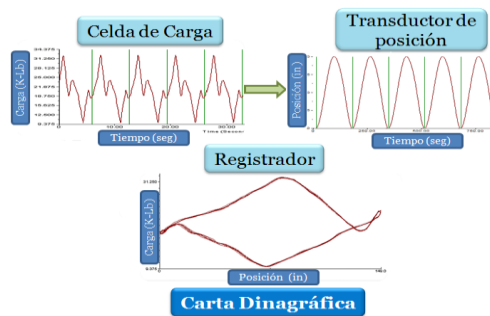
Figura. Gráfica de posición característica de una unidad de bombeo.



Fuente: Autores

Registrador.

Figura. Registros de carga y posición, posteriormente convertidos en dinagrama



Fuente: Seminario de investigación: estudio de las variables involucradas en los sistemas de bombeo mecánico para el diseño, control y optimización de pozos en campo colorado.

A partir de los registros de carga contra tiempo y de desplazamiento contra tiempo, se obtienen los datos que alimentan a la computadora para obtener las cartas dinamométricas de superficie y de fondo (*Figura*).

Anexo B: Tabla de Resultados para el Análisis Dinámico

Tabla. Resultado del análisis dinámico del mecanismo

Nr:	Hora	AV(1)	A(2)	AV(2)	AA(2)	Uy(5)	Vy(5)	Ay(5)	A(4)	AV(4)	AA(4)
[-]	[s]	[rpm]	[deg]	[rpm]	[rad/s ²]	[m]	[m/s]	[m/s ²]	[deg]	[rpm]	[rad/s ²]
0	0	13	100.2	-0.002	-0.459	0	-0.251	-0.085	0	-4.952	-0.175
1	0.128	13	99.95	-0.568	-0.462	-0.03	-0.258	-0.021	-3.875	-5.1	-0.062
2	0.256	13	99.29	-1.122	-0.436	-0.07	-0.256	0.057	-7.805	-5.091	0.081
3	0.385	13	98.23	-1.624	-0.379	-0.1	-0.243	0.144	-11.66	-4.891	0.25
4	0.513	13	96.82	-2.037	-0.292	-0.13	-0.219	0.231	-15.27	-4.474	0.434
5	0.641	13	95.13	-2.331	-0.186	-0.15	-0.184	0.307	-18.48	-3.831	0.614
6	0.769	13	93.27	-2.49	-0.074	-0.18	-0.141	0.363	-21.11	-2.983	0.765
7	0.897	13	91.34	-2.516	0.029	-0.19	-0.092	0.395	-23.03	-1.978	0.867
8	1.026	13	89.43	-2.428	0.111	-0.2	-0.041	0.404	-24.13	-0.885	0.908
9	1.154	13	87.62	-2.254	0.168	-0.2	0.01	0.393	-24.39	0.222	0.89
10	1.282	13	85.97	-2.026	0.201	-0.2	0.059	0.369	-23.81	1.276	0.825
11	1.41	13	84.51	-1.769	0.215	-0.19	0.105	0.336	-22.45	2.228	0.727
12	1.538	13	83.25	-1.504	0.217	-0.17	0.145	0.296	-20.41	3.049	0.612
13	1.667	13	82.2	-1.24	0.213	-0.15	0.18	0.249	-17.8	3.725	0.492
14	1.795	13	81.35	-0.984	0.206	-0.12	0.209	0.198	-14.72	4.253	0.371
15	1.923	13	80.68	-0.735	0.201	-0.1	0.231	0.143	-11.29	4.635	0.254
16	2.051	13	80.21	-0.49	0.199	-0.06	0.245	0.084	-7.627	4.876	0.141
17	2.179	13	79.93	-0.246	0.2	-0.03	0.252	0.023	-3.828	4.98	0.03
18	2.308	13	79.84	0.002	0.206	0	0.251	-0.038	0	4.951	-0.079
19	2.436	13	79.94	0.259	0.215	0.032	0.243	-0.098	3.754	4.788	-0.186
20	2.564	13	80.24	0.528	0.225	0.062	0.226	-0.154	7.333	4.496	-0.292
21	2.692	13	80.75	0.81	0.236	0.089	0.203	-0.203	10.64	4.076	-0.393
22	2.82	13	81.49	1.103	0.242	0.114	0.175	-0.244	13.57	3.539	-0.484
23	2.948	13	82.45	1.399	0.24	0.134	0.141	-0.273	16.05	2.898	-0.559
24	3.077	13	83.64	1.686	0.226	0.15	0.105	-0.29	18.01	2.179	-0.612
25	3.205	13	85.04	1.947	0.198	0.161	0.067	-0.296	19.39	1.409	-0.64
26	3.333	13	86.62	2.164	0.155	0.167	0.03	-0.293	20.18	0.622	-0.642
27	3.461	13	88.35	2.32	0.099	0.169	-0.007	-0.283	20.35	-0.154	-0.623
28	3.589	13	90.17	2.401	0.033	0.165	-0.043	-0.271	19.95	-0.898	-0.591
29	3.718	13	92.02	2.398	-0.039	0.158	-0.077	-0.257	18.98	-1.597	-0.551
30	3.846	13	93.84	2.305	-0.114	0.146	-0.109	-0.244	17.5	-2.246	-0.509
31	3.974	13	95.54	2.12	-0.188	0.13	-0.139	-0.23	15.54	-2.844	-0.467
32	4.102	13	97.07	1.845	-0.26	0.11	-0.168	-0.215	13.14	-3.391	-0.425
33	4.23	13	98.36	1.485	-0.327	0.087	-0.194	-0.196	10.34	-3.885	-0.381
34	4.359	13	99.34	1.047	-0.386	0.061	-0.218	-0.17	7.179	-4.319	-0.328
35	4.487	13	99.95	0.546	-0.431	0.031	-0.237	-0.134	3.712	-4.682	-0.262

NOMENCLATURA DE LA TABLA:

- **Nr.:** Número de datos obtenidos en el análisis cinemático.
- **Hora:** Registro de los intervalos de tiempo de los datos arrojados por el software [segundos].
- **AV(1):** Velocidad angular del elemento 1 [rpm].
- **A(2):** Posición angular del elemento 2 [grados].
- **AV(2):** Velocidad angular del elemento 2 [rpm].
- **AA(2):** Aceleración angular del elemento 2 [rad/s²].
- **Uy(5):** Desplazamiento lineal del nodo 5 [metros].
- **Vy(5):** Velocidad lineal del nodo 5 [m/s].
- **Ay(5):** Aceleración lineal del nodo 5 [m/s²].
- **A(4):** Posición angular del elemento 4 [grados].
- **AV(4):** Velocidad angular del elemento 4 [rpm].
- **AA(4):** Aceleración angular del elemento 4 [rad/s²]

Anexo C Datos Obtenidos Con El Simatic

Tabla .Carga posición pra los cuatro dinagramas calculados

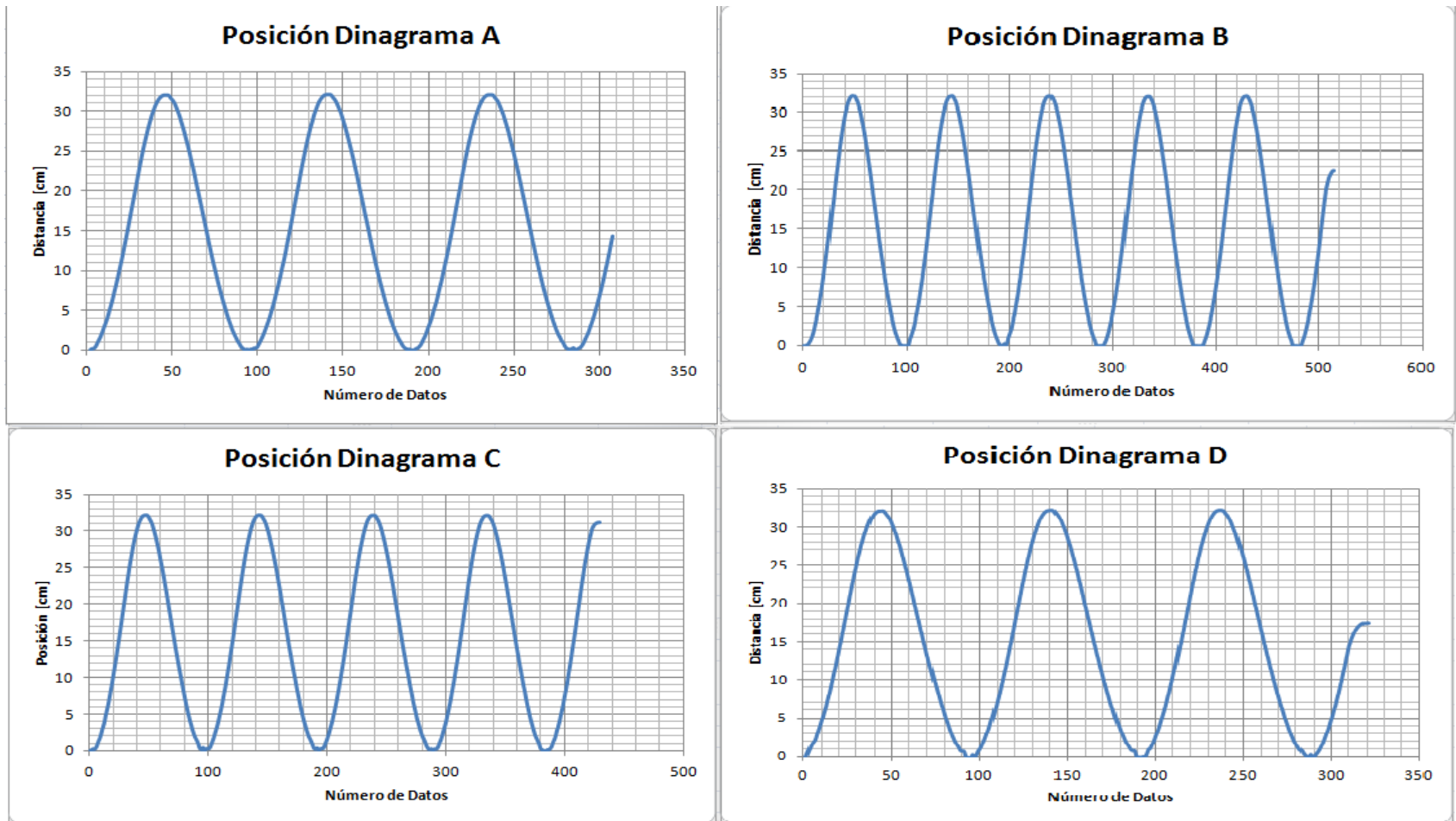
Dinagrama A		Dinagrama B		Dinagrama C		Dinagrama D	
Posición	Carga	Posición	Carga	Posición	Carga	Posición	Carga
0,05759586	86	-0,01151917	93	0,3801327	60	-0,1267109	62
-0,05759586	83	0	92	0	130	-0,1382301	85
0,1036726	155	0	83	0,1497492	125	-0,1151917	85
0,04607669	86	-0,01151917	90	0,2303835	52	0,2188643	76
0,2303835	44	0	57	0,2419026	57	0,05759586	112
0,1958259	49	0,264941	72	0,2534218	49	0,1267109	81
0,4492477	37	0,8524188	67	0,4838053	36	0,598997	59
0,863938	34	1,186475	68	0,863938	30	0,8869764	75
1,278628	37	1,578127	77	1,290147	36	1,267109	62
1,727876	36	2,015855	68	1,762434	35	1,820029	63
2,257758	37	2,453584	75	2,315354	34	2,292315	67
2,845236	36	3,0641	62	2,868274	35	2,902832	60
3,421194	37	3,789808	68	3,432714	36	3,444233	70
4,077787	36	4,411843	65	4,089306	34	4,146903	60
4,826533	37	5,14907	61	4,849572	33	4,87261	66
5,552241	38	5,874778	68	5,563761	36	5,598318	63
6,347064	35	6,738716	61	6,347064	34	6,40466	61
7,234041	34	7,648731	65	7,257079	33	7,291636	60
8,063421	37	8,50115	64	8,121017	38	8,121017	60
8,973436	34	9,445722	58	8,996474	35	9,065589	55
9,987123	35	10,45941	59	9,998642	34	10,10231	58
10,93169	37	11,40398	59	10,97777	38	11,05841	60
11,91082	31	12,47526	54	11,94538	36	12,08361	55
13,0397	32	13,59262	56	13,05122	34	13,20097	54
14,09947	35	14,66391	57	14,09947	36	14,26074	57
15,18227	32	15,76975	53	15,17075	33	15,36658	54
16,31115	32	16,88711	52	16,32267	33	16,49546	52
17,47459	33	18,06206	52	17,45155	35	17,63585	53
18,6265	33	19,17942	49	18,60346	35	18,76473	50
19,72083	33	20,3083	48	19,69779	34	19,88209	48
20,82667	30	21,47174	46	20,81515	32	21,01097	47

Dinagrama A		Dinagrama B		Dinagrama C		Dinagrama D	
22,01314	30	22,61214	48	21,97858	32	22,16289	45
23,14202	33	23,6719	50	23,10746	34	23,24569	49
24,19026	34	24,72015	46	24,15571	34	24,30546	47
25,25003	34	25,75687	47	25,20395	34	25,3537	46
26,21764	36	26,66689	46	26,18308	37	26,29827	48
27,13917	33	27,59994	43	27,08158	33	27,18525	44
28,00311	33	28,4178	44	27,99159	33	28,06071	42
28,75186	31	29,13199	41	28,75186	35	28,79793	42
29,54668	28	29,86922	40	29,5006	30	29,53516	38
30,16871	34	30,45669	44	30,16871	34	30,16871	42
30,74467	31	30,99809	38	30,72163	31	30,72163	40
31,25152	33	31,40127	41	31,24	31	31,19392	39
31,58557	34	31,71228	37	31,59709	33	31,52798	40
31,87355	31	31,95419	37	31,88507	31	31,7814	36
32,04634	31	32,06938	36	32,0809	32	31,95419	37
32,13849	30	32,11546	35	32,17305	30	32,0233	35
32,15001	31	32,12697	36	32,18457	31	32,04634	35
32,13849	38	32,15001	45	32,17305	34	32,05786	42
32,10394	48	32,03482	69	32,15001	48	32,0233	53
31,81596	61	31,7238	66	31,89659	62	31,73532	73
31,57405	53	31,47038	69	31,65469	53	31,52798	59
31,24	70	31,07873	79	31,33215	73	31,1824	78
30,76771	79	30,54885	84	30,92898	80	30,76771	88
30,22631	74	30,01896	81	30,38758	86	30,22631	91
29,67339	76	29,38541	91	29,82314	81	29,67339	88
28,9592	78	28,70578	88	29,16655	84	29,00528	95
28,25653	72	28,01463	84	28,46388	83	28,31413	91
27,5193	73	27,25436	87	27,74969	80	27,59994	91
26,68992	74	26,39043	87	26,9779	83	26,81664	93
25,84902	68	25,57257	82	26,137	81	25,99877	91
25,00813	68	24,72015	87	25,30762	79	25,19243	90
24,05203	72	23,78709	88	24,42065	82	24,29394	95
23,08442	68	22,85404	82	23,49911	80	23,3724	94
22,15137	66	21,93251	86	22,57758	78	22,48543	92
21,13768	70	20,91882	89	21,59845	83	21,52934	97
20,11248	68	19,90513	85	20,57324	81	20,52717	98
19,12183	66	18,926	86	19,64019	80	19,58259	96

Dinagrama A		Dinagrama B		Dinagrama C		Dinagrama D	
18,10814	71	17,90079	91	18,64954	84	18,6841	101
17,04838	71	16,89863	89	17,62433	85	17,73953	104
16,05773	69	15,95405	91	16,63369	83	16,79495	107
15,05556	73	14,94037	96	15,66608	88	15,83886	109
13,9958	72	13,9382	92	14,65239	89	14,89429	110
13,00515	68	13,05122	93	13,6963	85	13,96124	109
12,0145	77	12,14121	98	12,7978	90	13,07426	115
11,04689	77	11,18512	93	11,84171	93	12,17577	117
10,14839	72	10,34422	91	10,97777	87	11,30031	117
9,238377	76	9,46876	100	10,15991	91	10,49397	117
8,339881	75	8,581784	95	9,249896	96	9,641548	123
7,545058	72	7,833038	96	8,397477	87	8,800649	120
6,727197	79	7,015176	107	7,614173	89	8,063421	123
5,943893	77	6,208834	101	6,773274	100	7,280118	130
5,229704	73	5,529203	100	5,978451	96	6,519852	123
4,503997	80	4,768938	112	5,275781	99	5,863259	123
3,824365	70	4,089306	101	4,573112	105	5,137551	133
3,236888	70	3,513348	106	3,939557	98	4,480958	127
2,637891	78	2,868274	116	3,398156	105	3,881961	130
2,119528	70	2,37295	105	2,78764	106	3,294483	136
1,693318	79	1,877625	117	2,326873	101	2,753082	131
1,232552	86	1,485973	110	1,854587	113	2,257758	138
0,9215338	66	1,105841	126	1,555088	113	1,773953	139
0,529882	73	0,7833038	111	1,197994	138	1,485973	139
0,2764602	45	0,4377286	113	0,8408996	106	1,082802	176
0,1151917	60	0,2534218	77	0,3686135	48	0,8063421	138
0,06911504	73	0,09215339	94	0,2073451	47	0,7372271	154
		0,01151917	89	0,1382301	58	0,7026696	212
						0,02303835	266

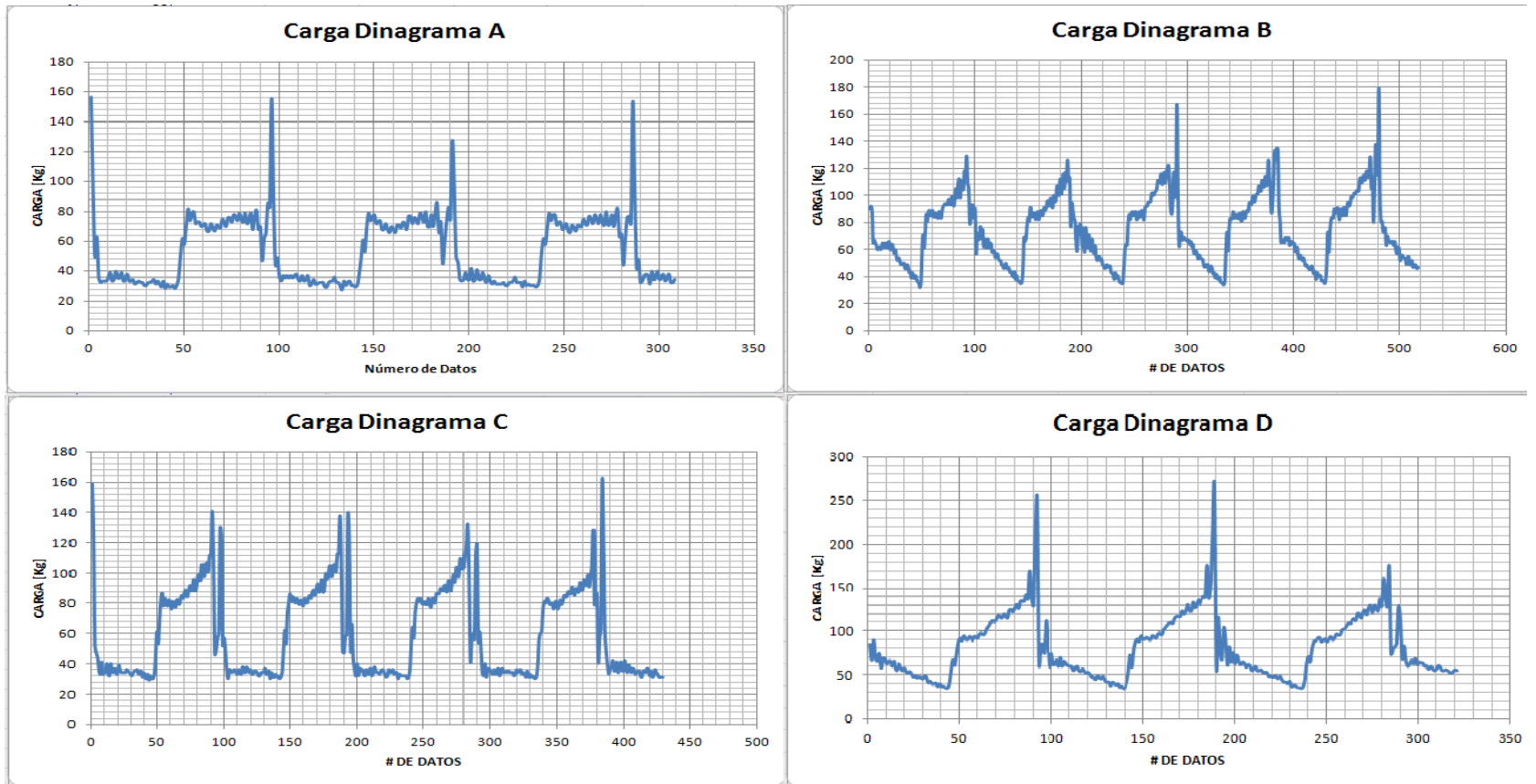
Graficas de posición vs Tiempo.

Figura. Posición de las cuatro disposiciones



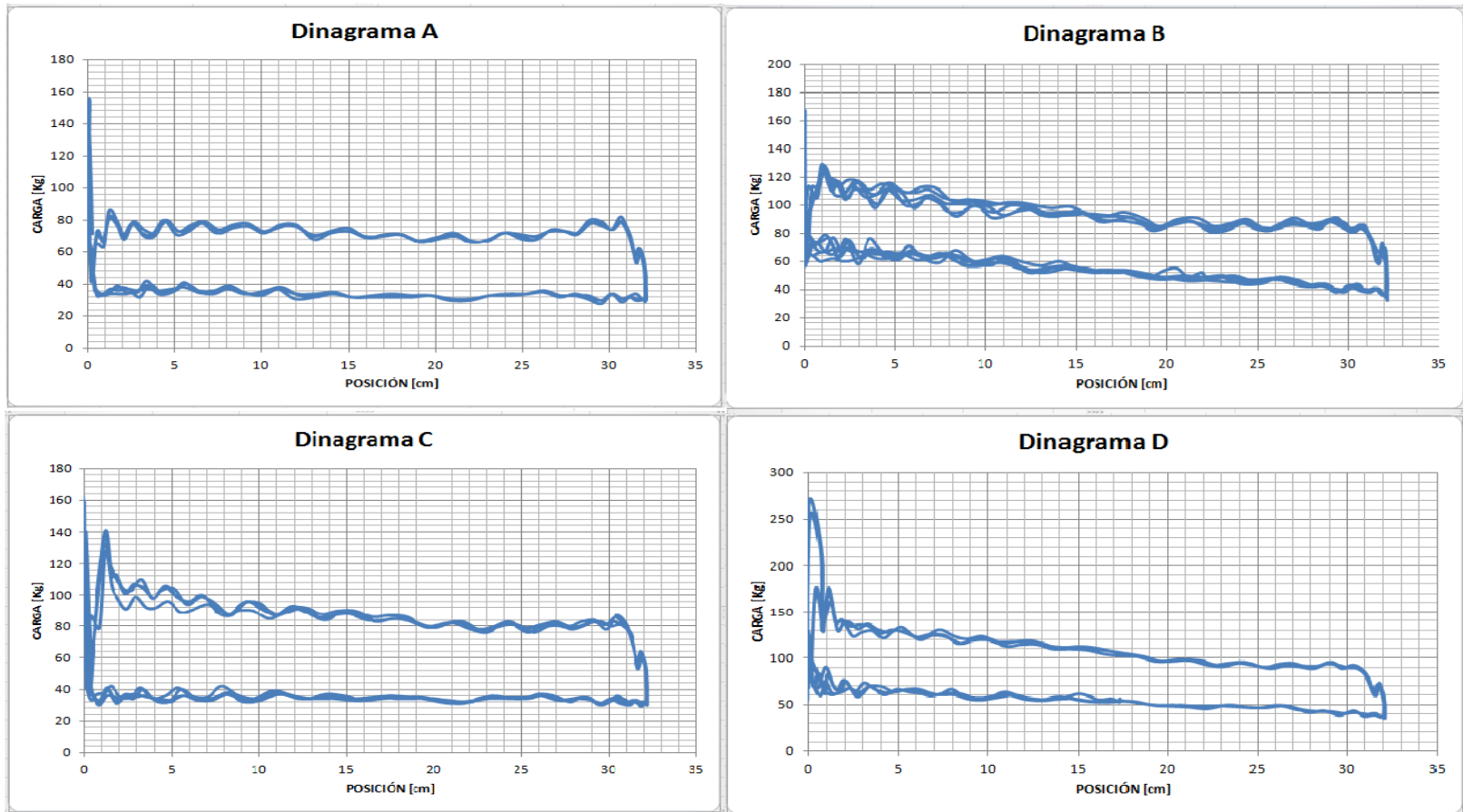
Graficas de Carga vs Tiempo

Figura.Cargas de las cuatro disposiciones

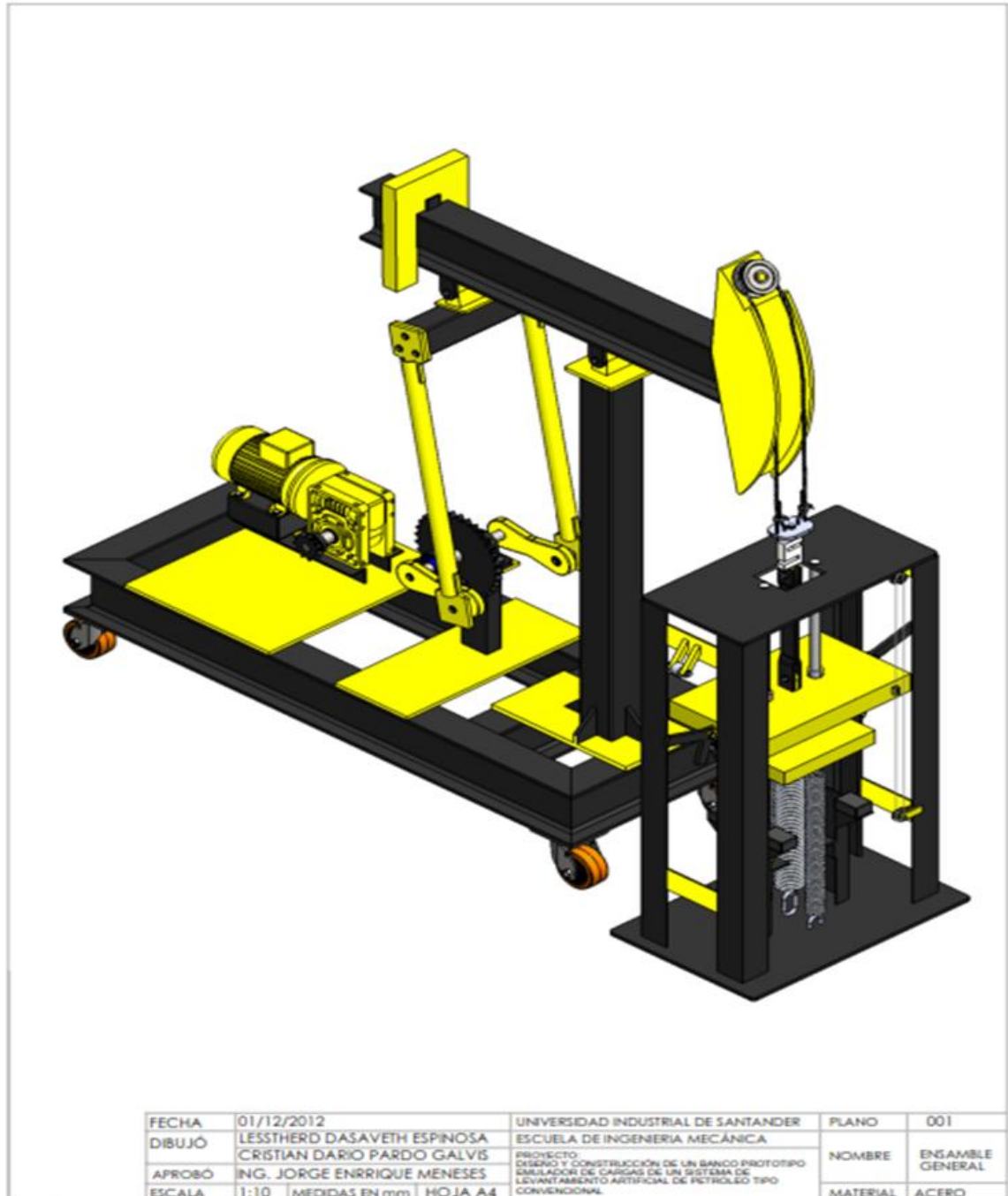


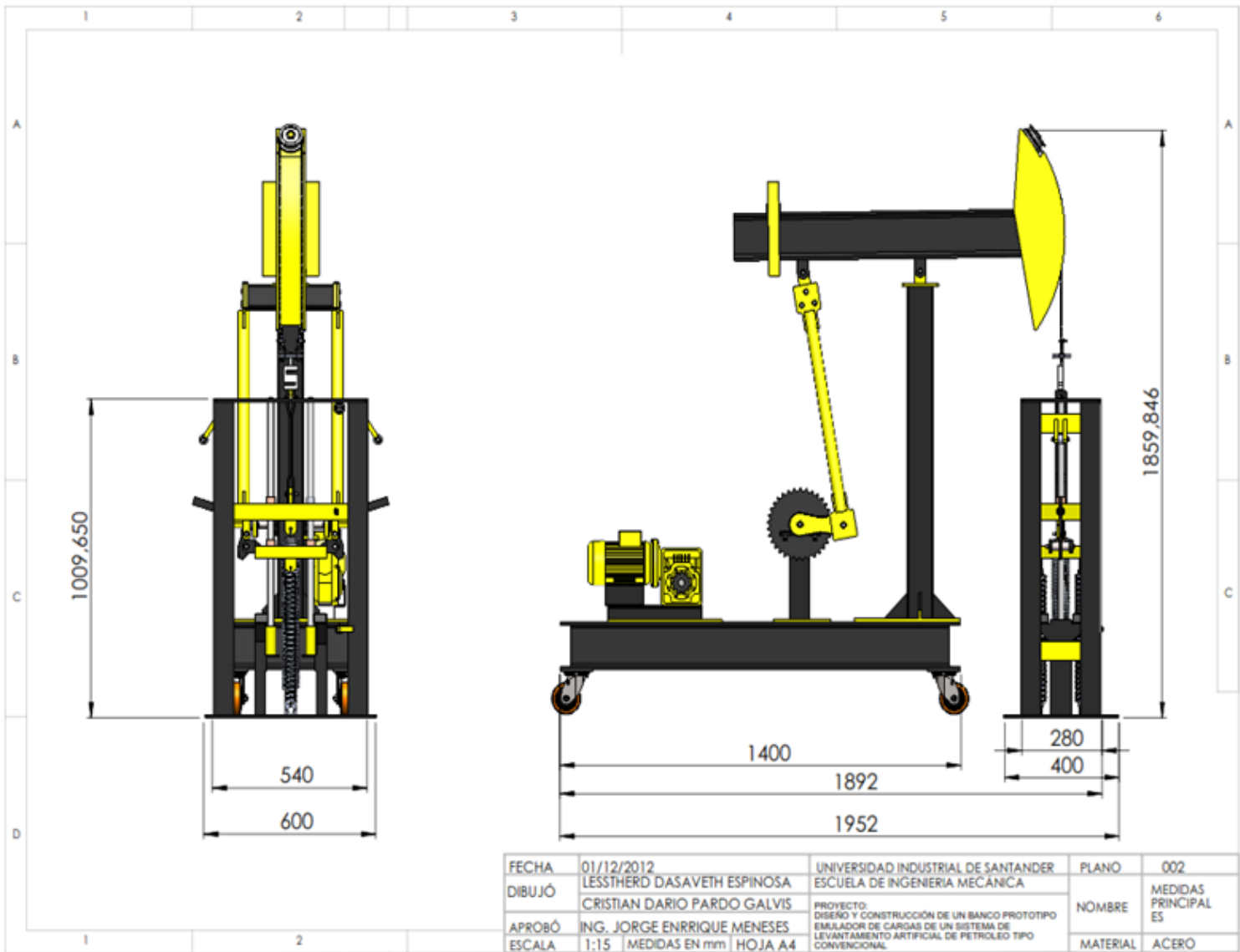
Graficas de carga Vs Posición (Dinagramas)

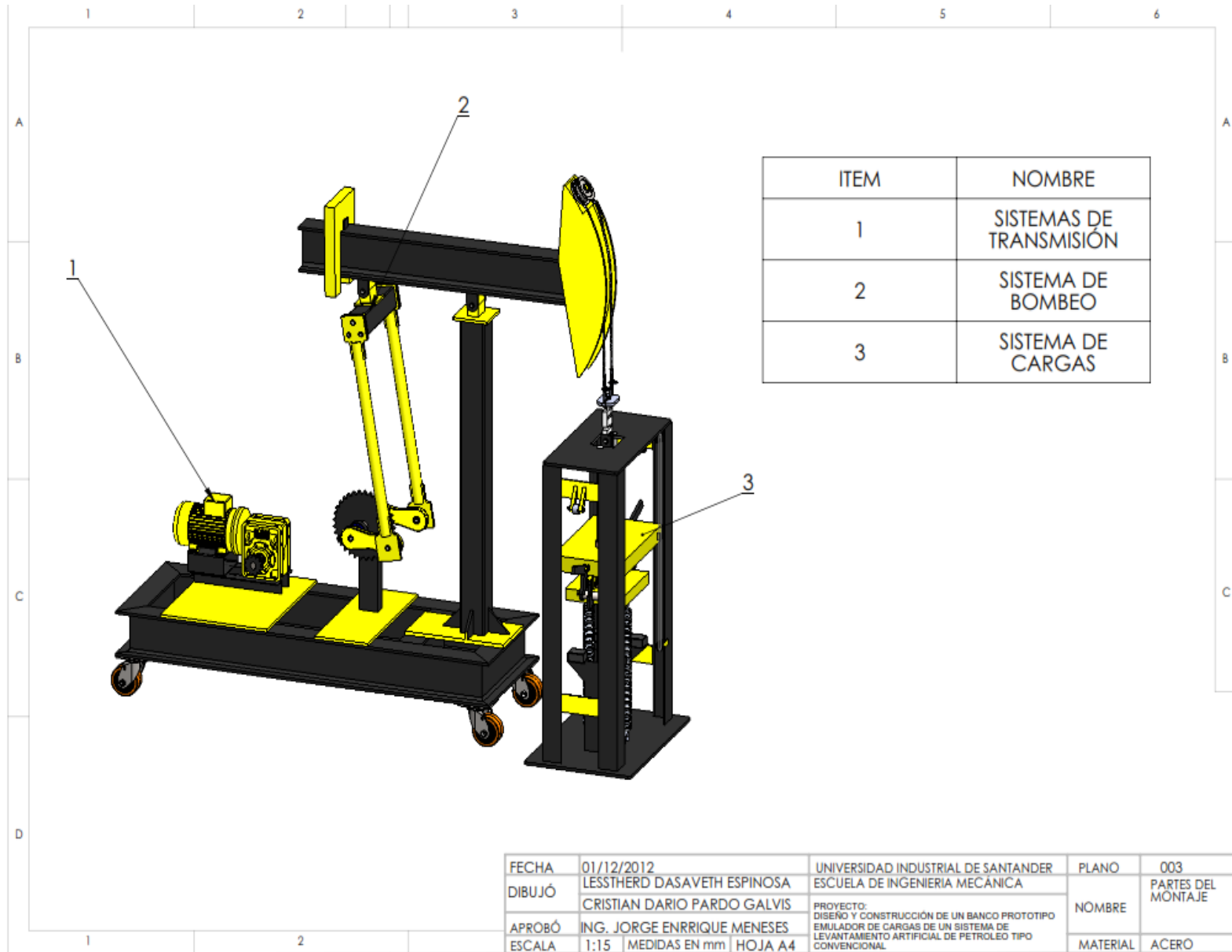
Figura. Dinagrama, de las cuatro disposiciones



Anexo D Planos

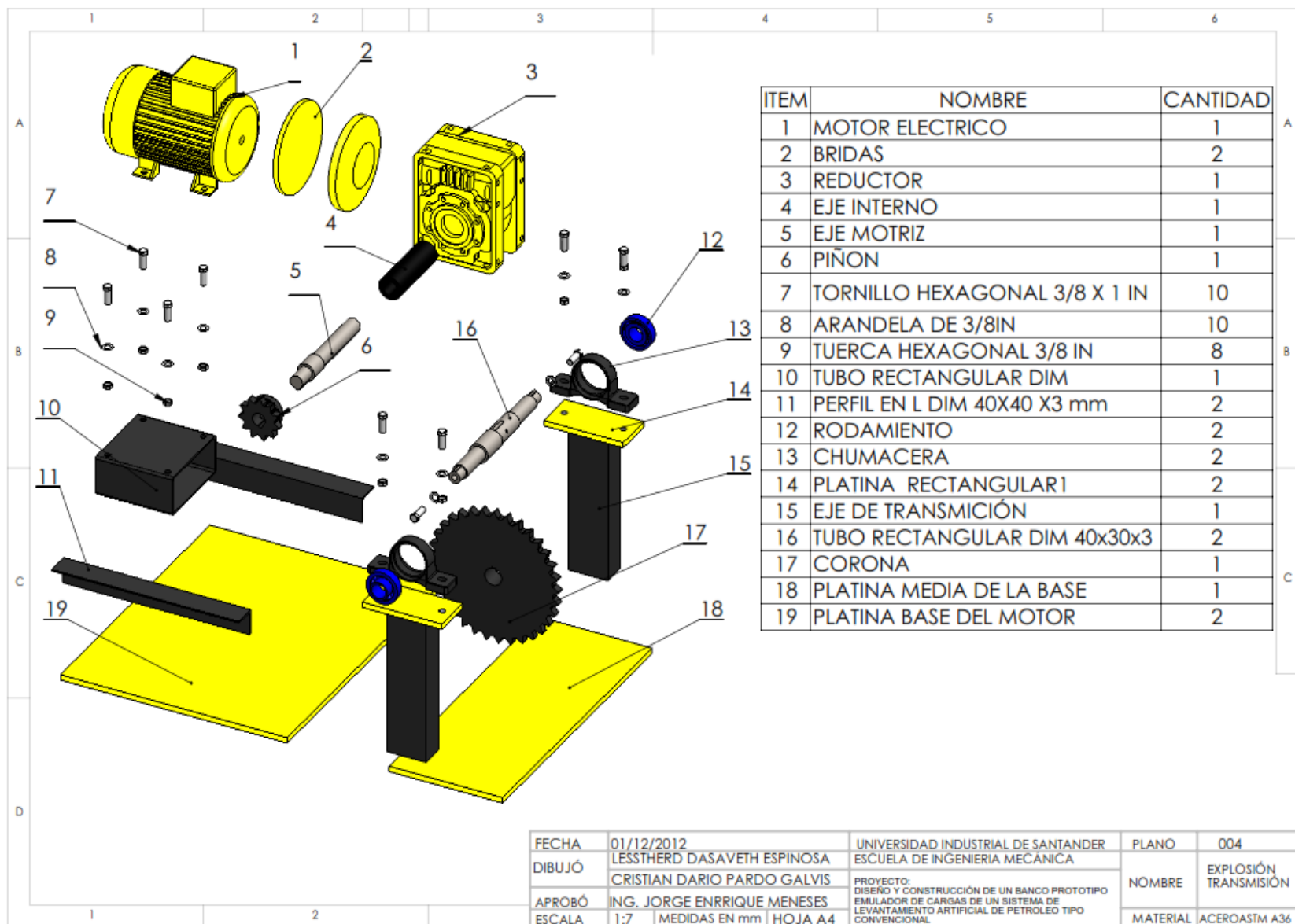


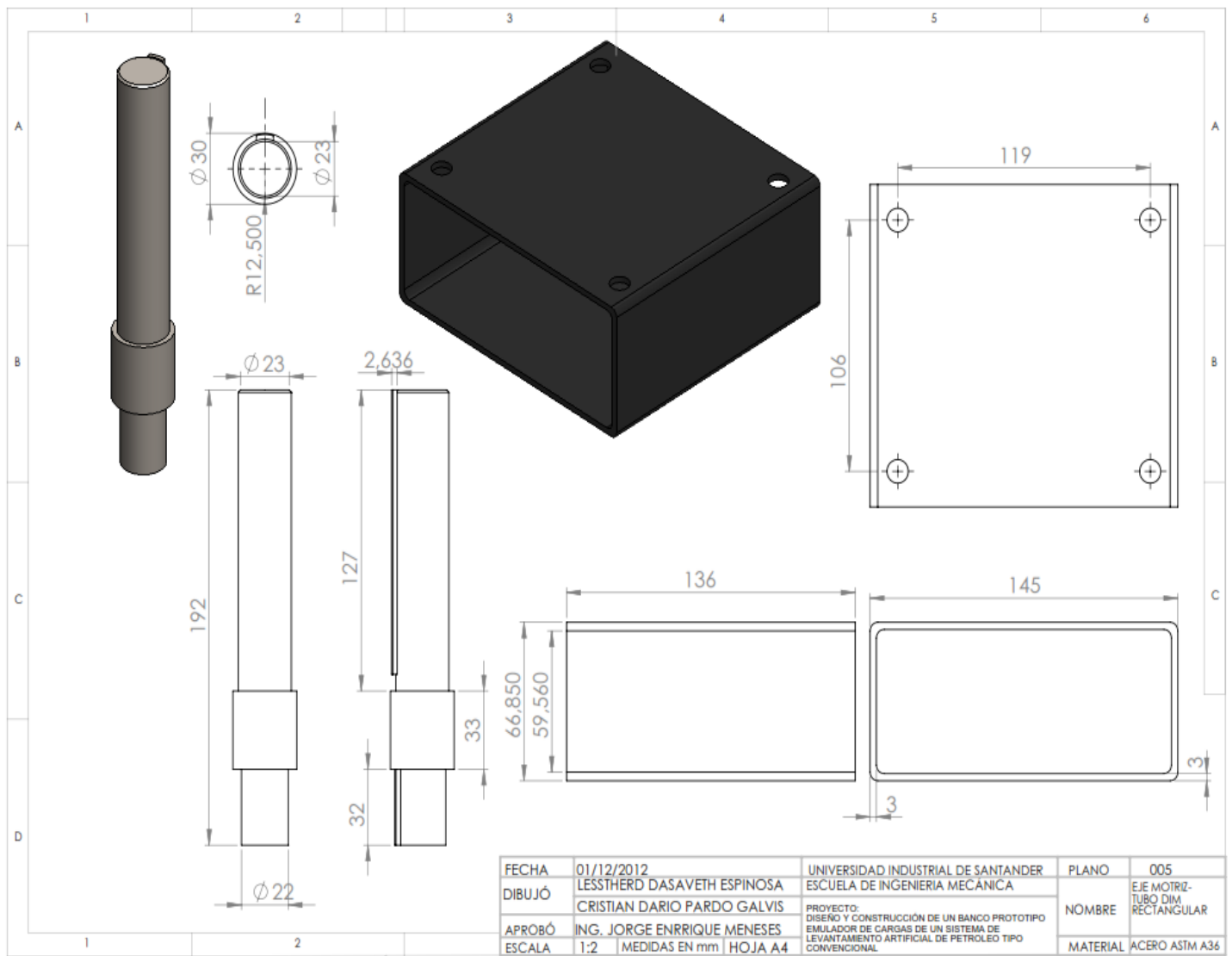


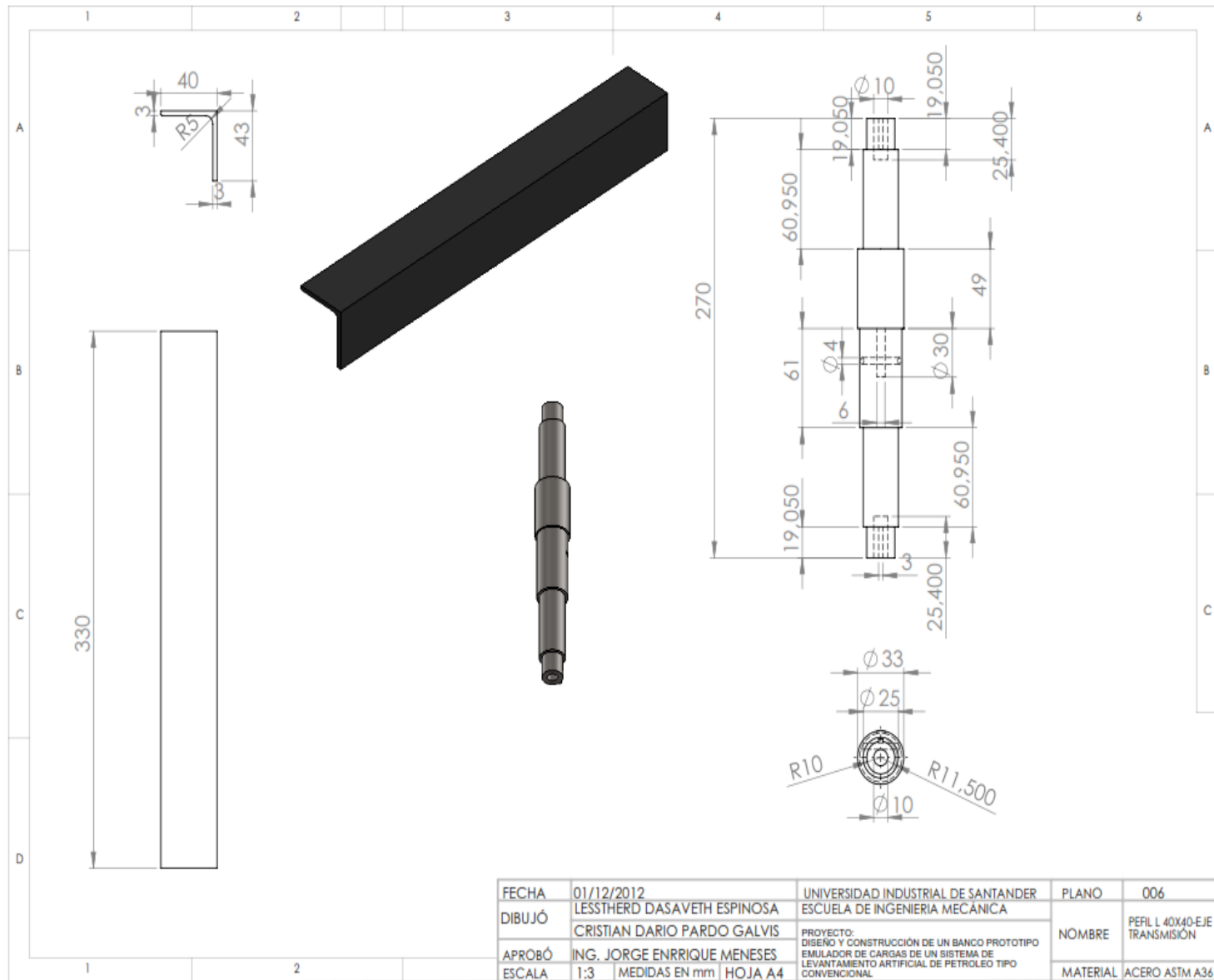


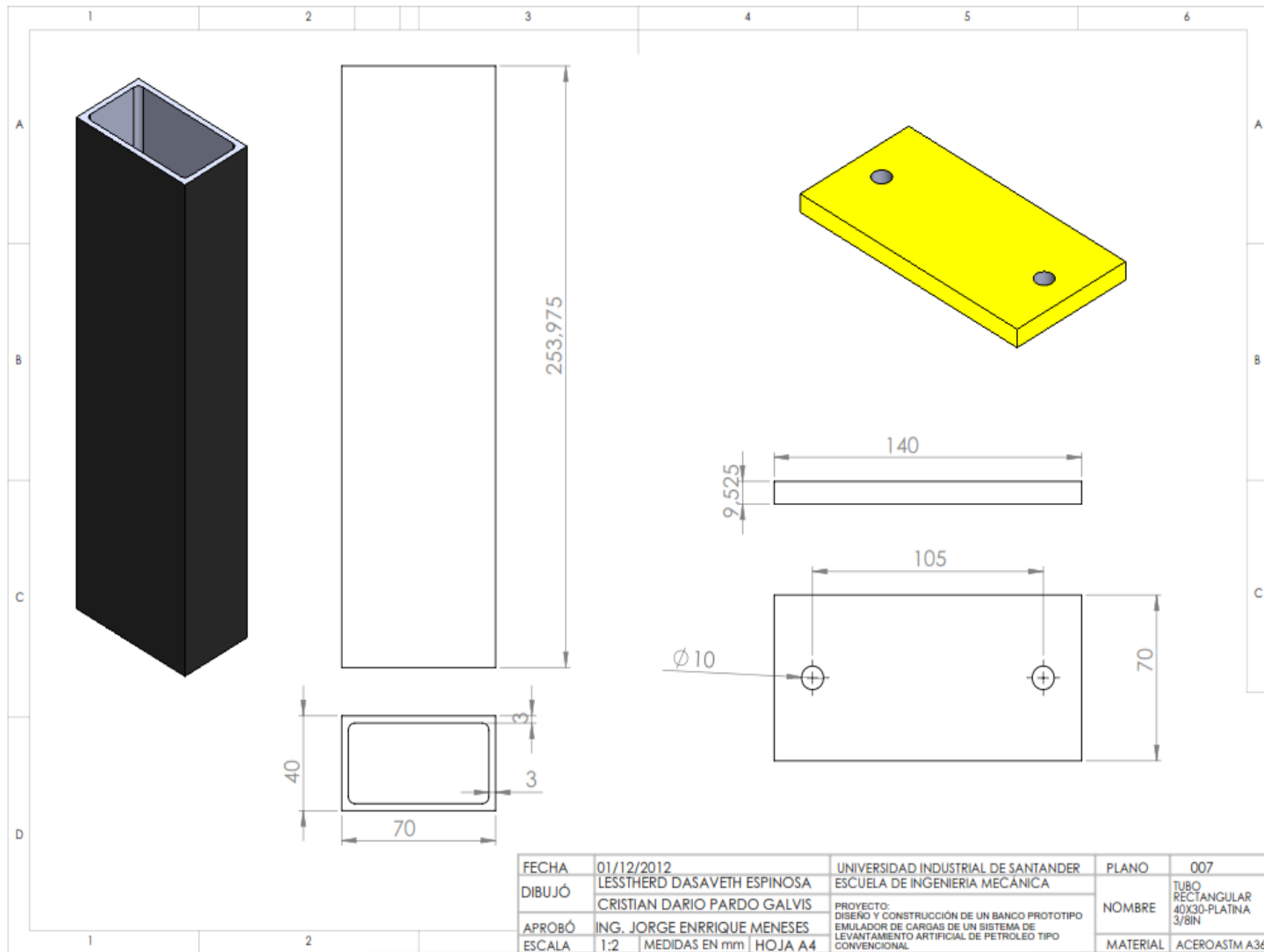
ITEM	NOMBRE
1	SISTEMAS DE TRANSMISIÓN
2	SISTEMA DE BOMBEO
3	SISTEMA DE CARGAS

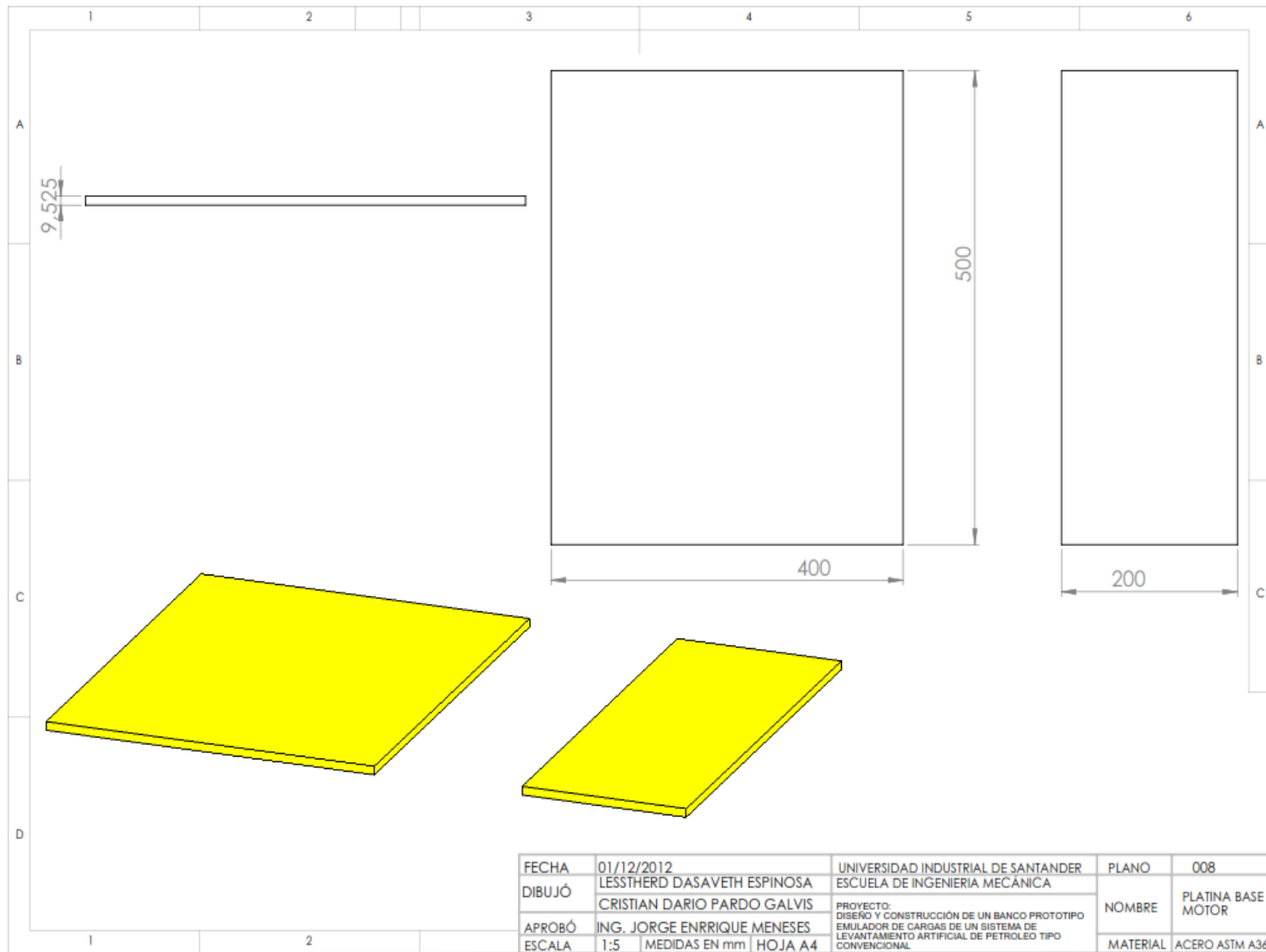
FECHA	01/12/2012	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO	003
DIBUJÓ	LESTHERD DASAVETH ESPINOSA	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	NOMBRE	PARTES DEL MONTAJE
APROBÓ	CRISTIAN DARIO PARDO GALVIS	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL		
ESCALA	1:15	MEDIDAS EN mm	MATERIAL	ACERO
		HOJA A4		





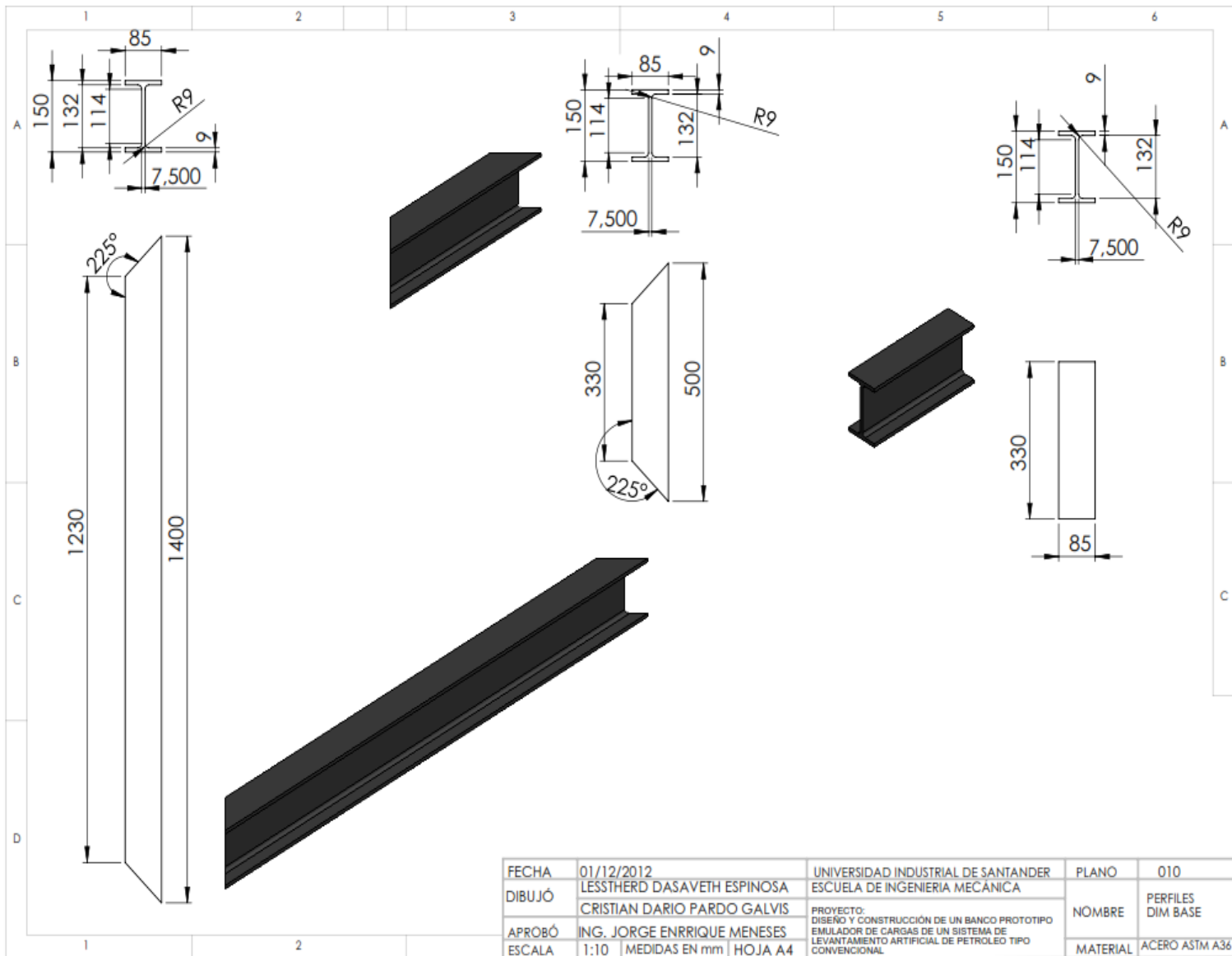


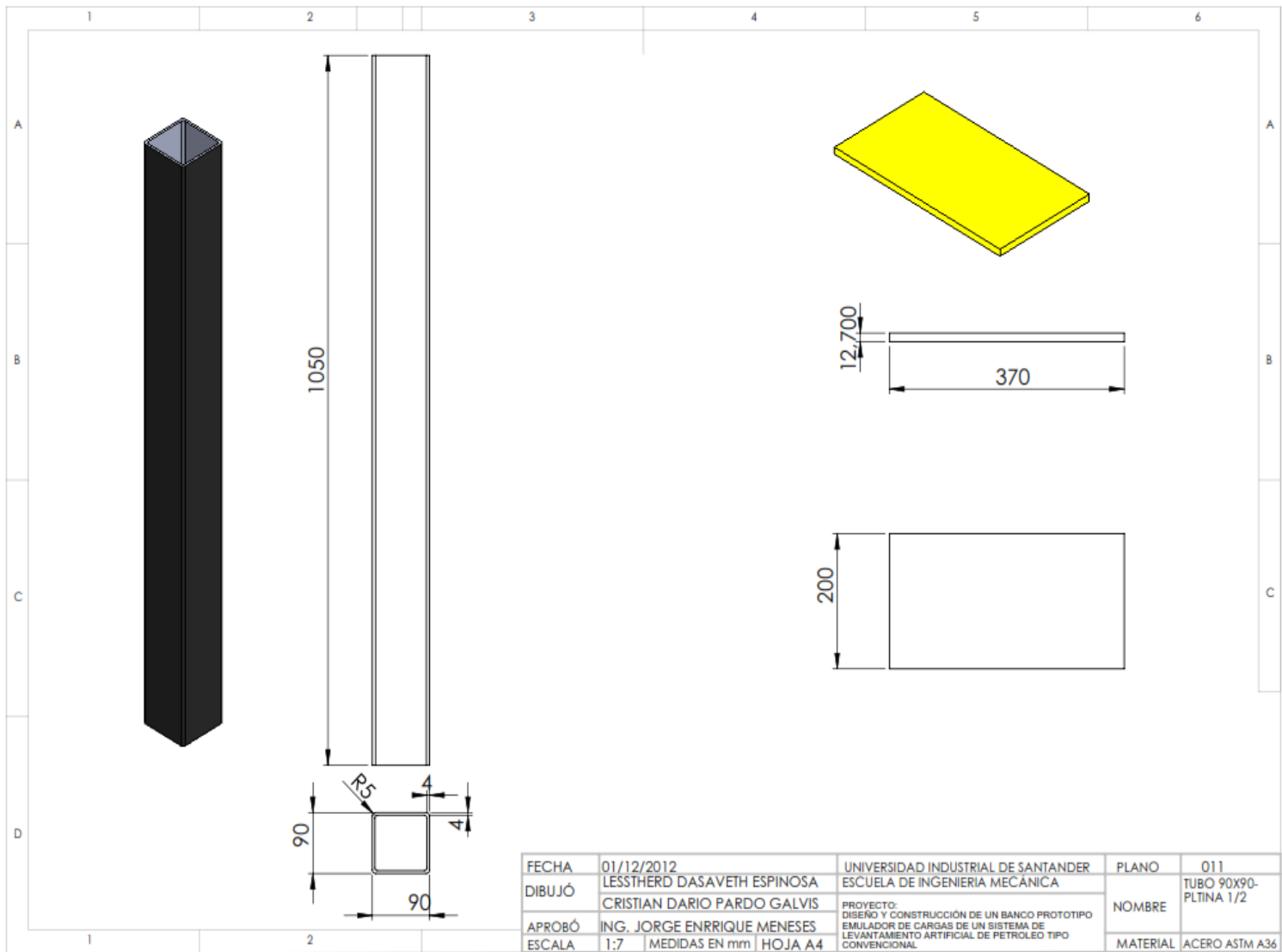


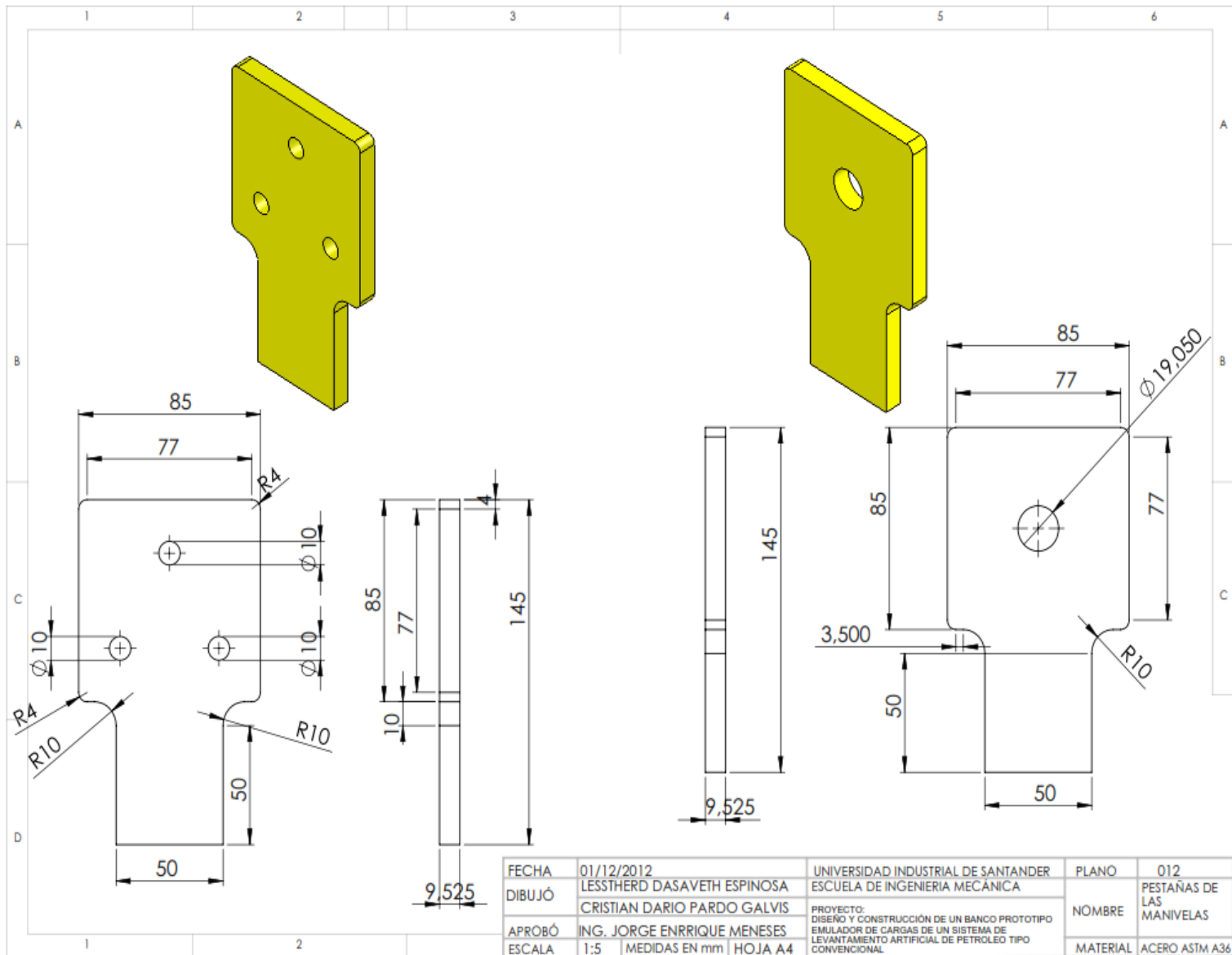


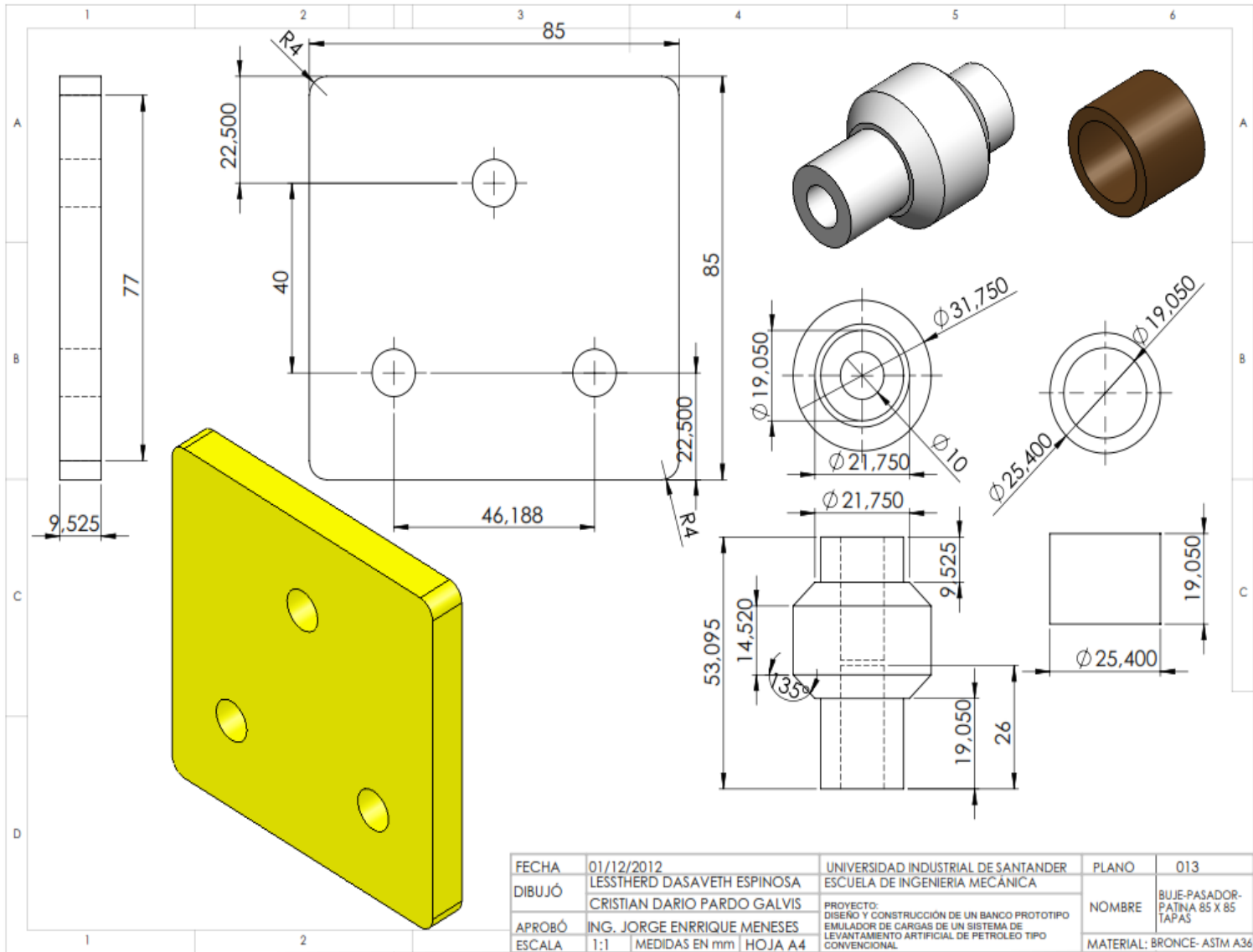
ITEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	RODACHINES	4
2	PERFIL DIM I FRONTAL	2
3	PERFIL DIM I LATERAL	2
4	PERFIL DIM I APOYO	2
5	PLATINA 1/2 IN PEDESTAL	1
6	TUBO RECTANGULAR 90 X90	1
7	PLATINA 3/8 IN BASE DEL LAS UNIONES	2
8	UNIONES	2
9	TORNILLO HEXAGONA DE 1/2X 1 IN	11
10	TORNILLO HEAGONAL DE 1/2 X 2 IN	2
11	ATANDELA DE 1/2 IN	13
12	TUERCA HEGONAL DE 1/2 IN	2
13	PASADOR	2
14	BUJES DE BRONCE	2
15	MANIVELA	2
16	PESTAÑASDE LAS BIELAS	4
17	TUBO CIRCULAR DE 1.5 IN	2
18	TUBO RECTANGULAR DIM 70 X70	1
19	PERFIL DIM I VIAJERO	1
20	CONTRAPESO	1
21	CABEZAL	1
22	GUAYA DE 5/8 IN	1
23	POLEA DE ALUMINIO	1
24	SUJETADORES (PERROS)	2
25	PLATINA (CELDA)	1
26	PLATINAS DIM 85 X 85	2

FECHA	01/12/2012	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANANDER	PLANO	009
DIBUJÓ	LESTHERD DASAVETH ESPINOSA	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	NOMBRE	EXPLOSIÓN MECÁNICA
APROBÓ	CRISTIAN DARIO PARDO GALVE	PROYECTO:		
ESCALA	ING. JORGE ENRIQUE MENESES	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO PROTOTIPO		
	1:20 MEDIDAS EN MM HOJA A4	EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL		

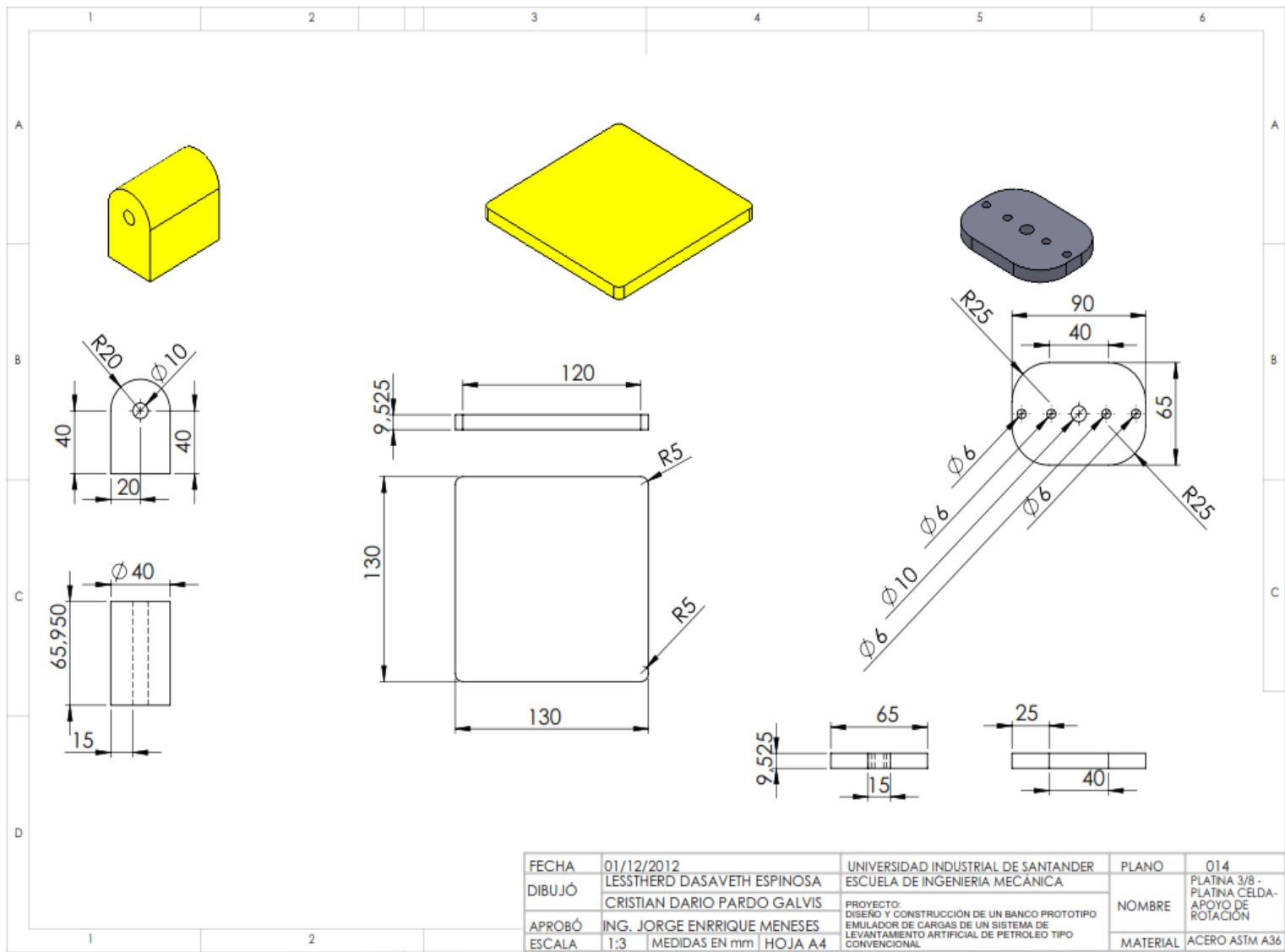


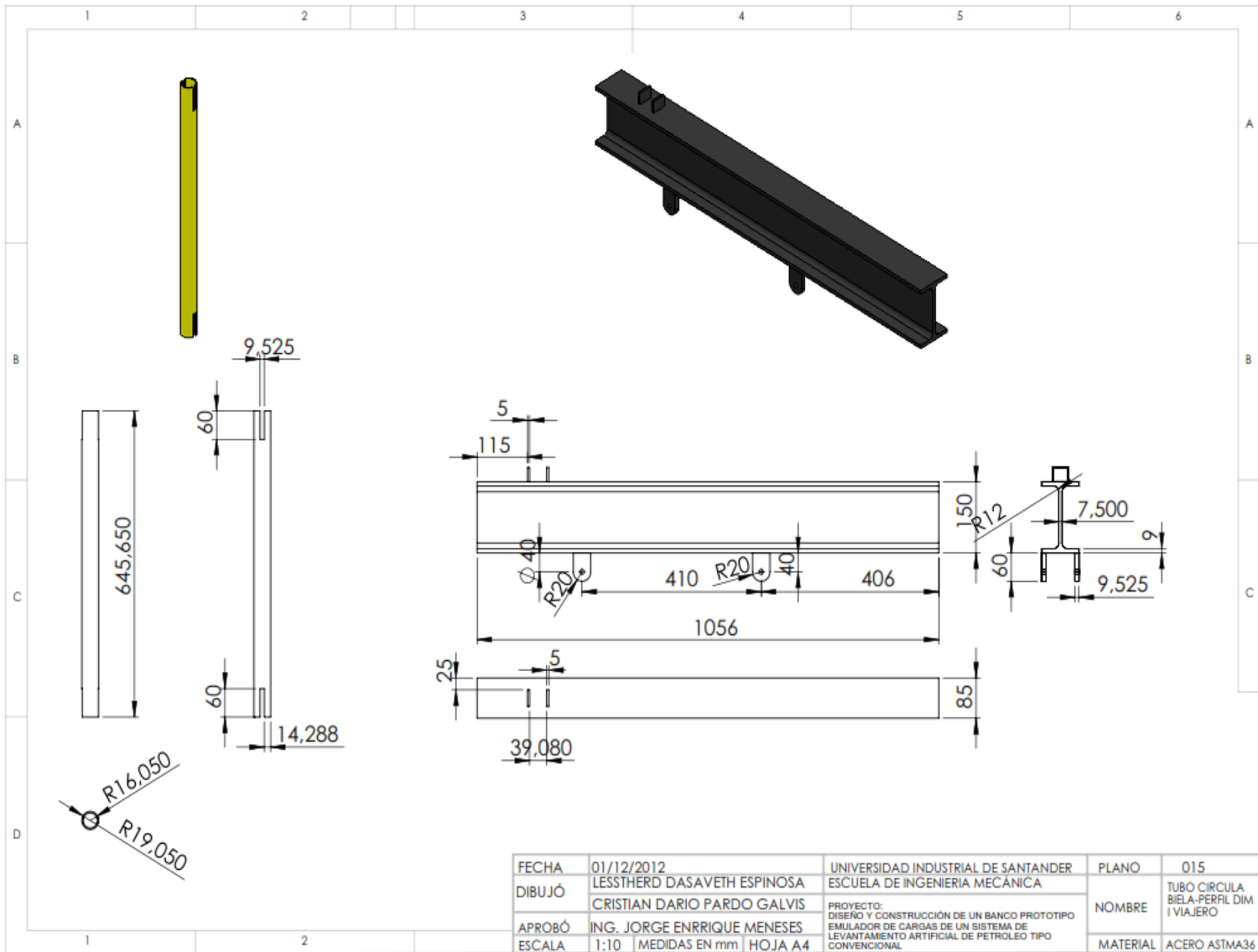


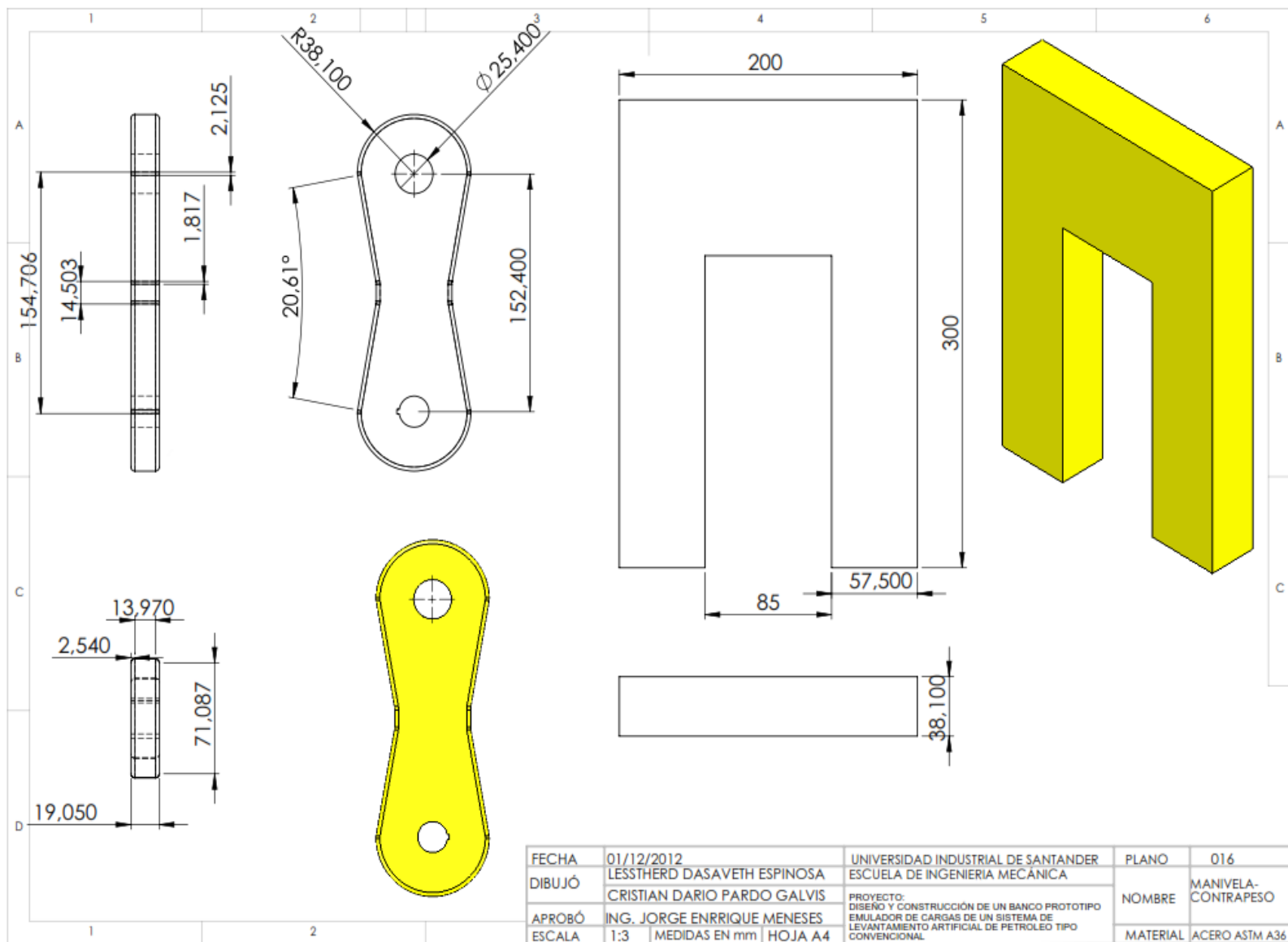


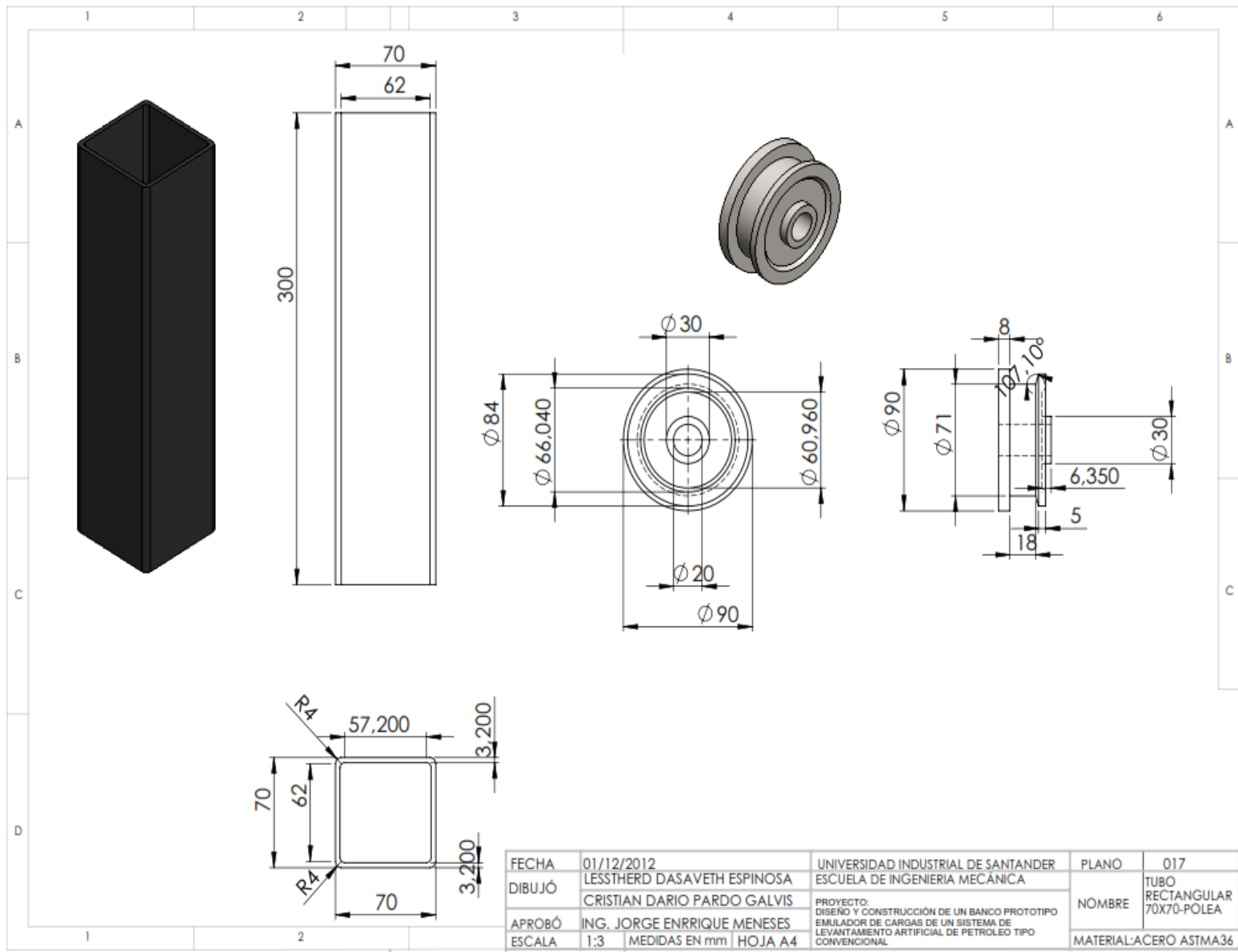


FECHA	01/12/2012	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO	013
DIBUJÓ	LESSTHERD DASAVETH ESPINOSA	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	NOMBRE	BUJE-PASADOR-PATINA 85 X 85 TAPAS
APROBÓ	CRISTIAN DARIO PARDO GALVIS	PROYECTO:	MATERIAL:	BRONCE- ASTM A36
ESCALA	ING. JORGE ENRIQUE MENESES	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL		
	1:1	MEDIDAS EN mm	HOJA	A4

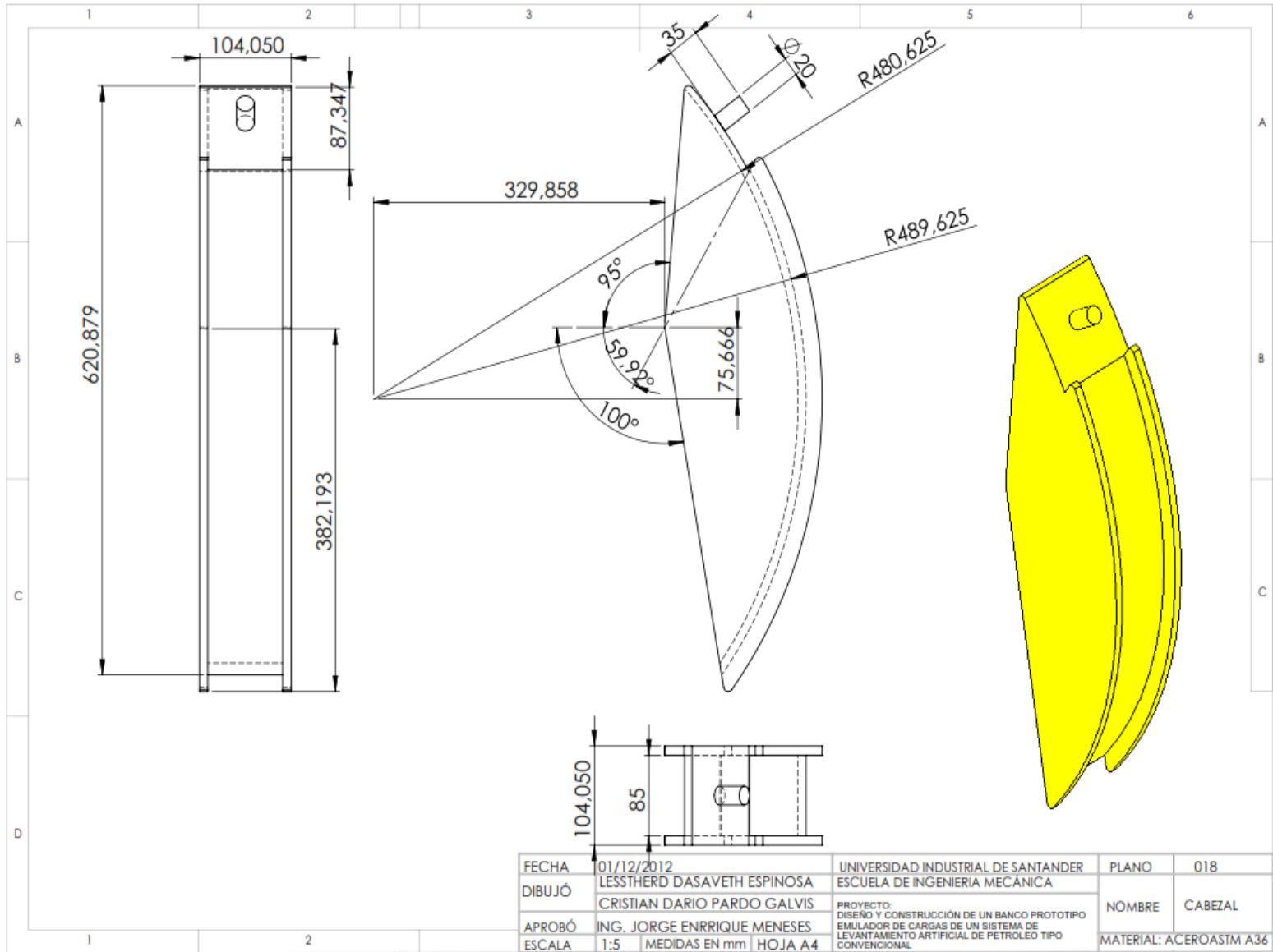




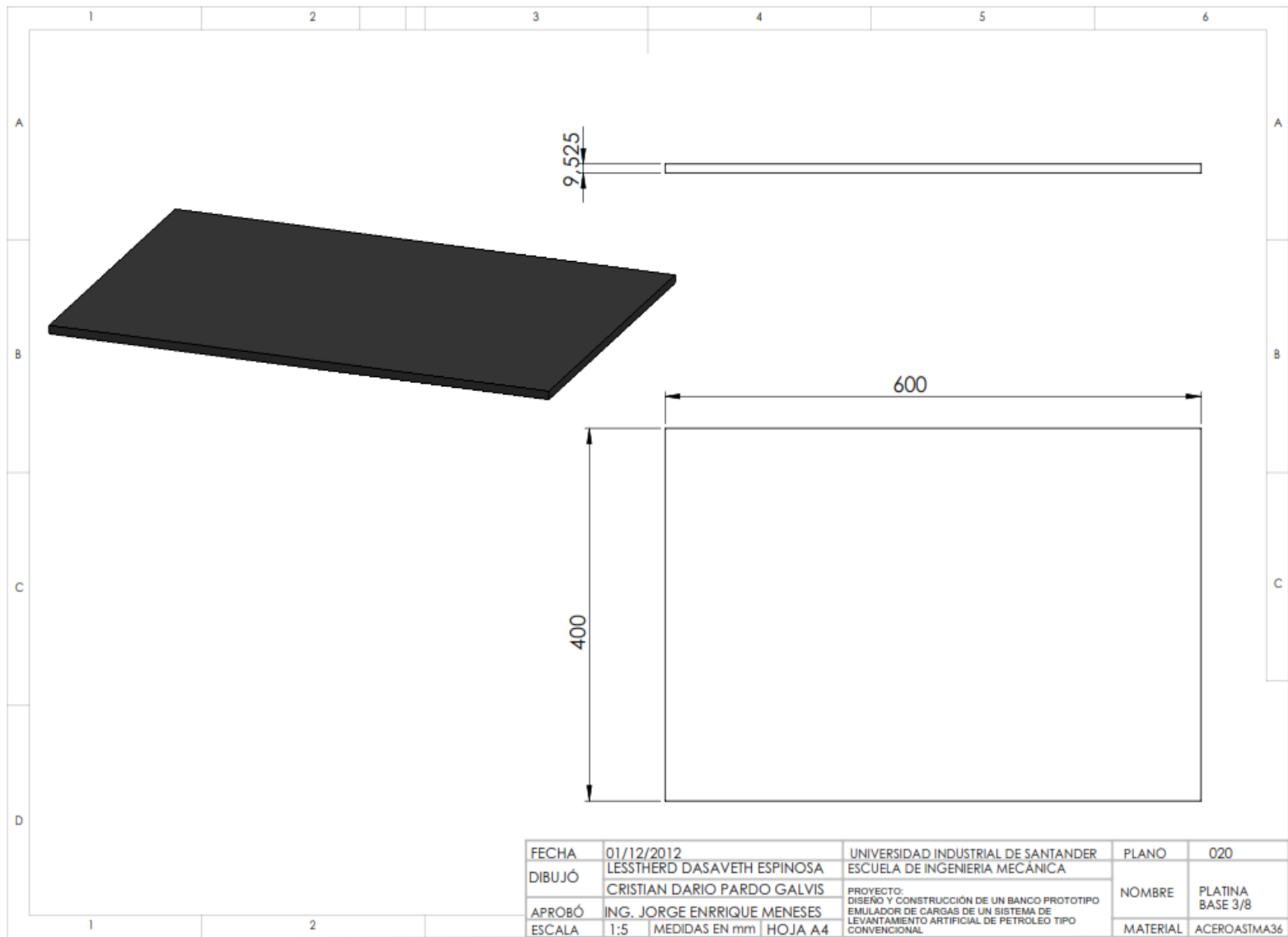


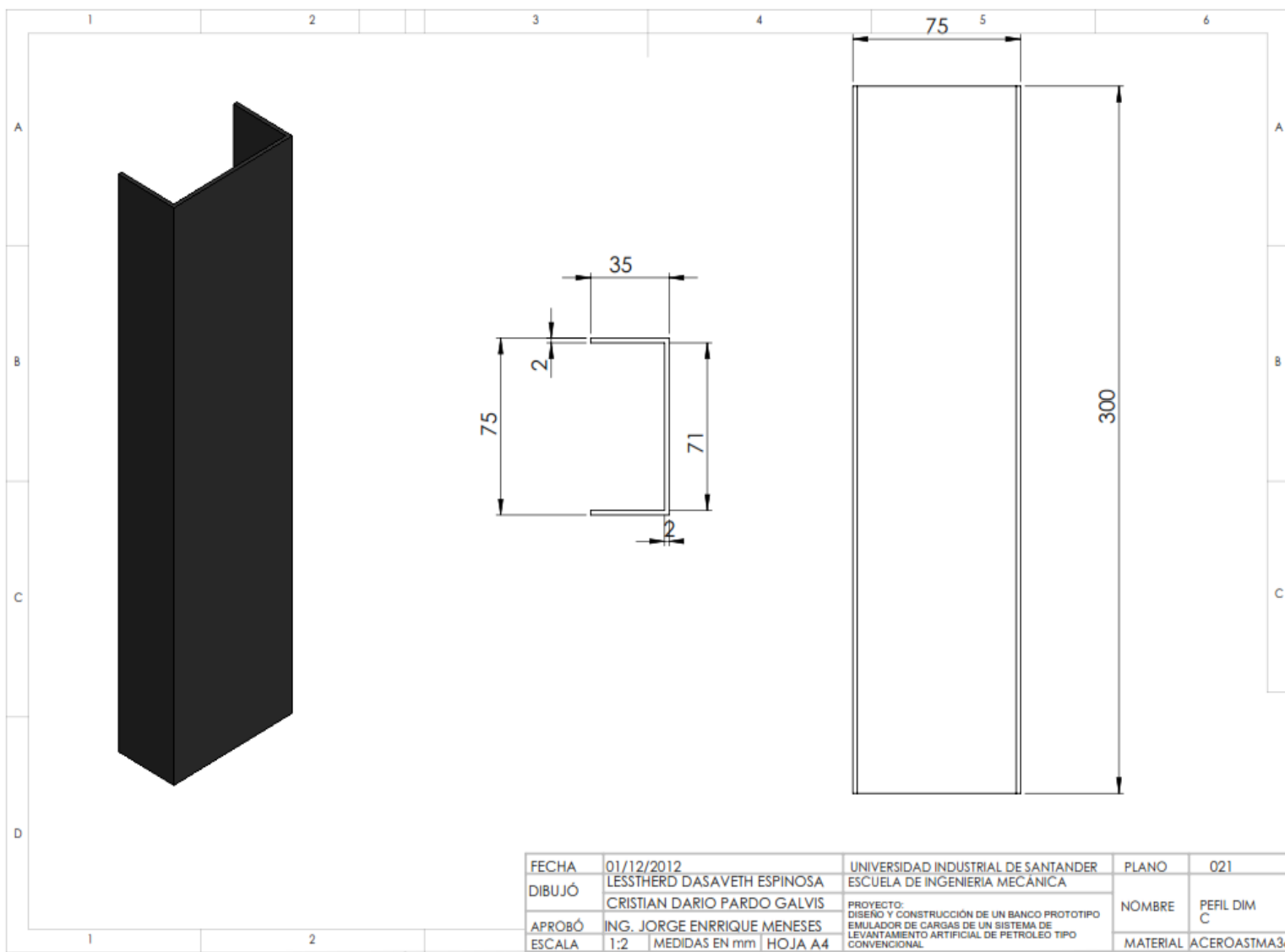


FECHA	01/12/2012	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO	017
DIBUJÓ	LESSTHERD DASAVETH ESPINOSA	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	NOMBRE	TUBO RECTANGULAR 70X70-POLEA
APROBÓ	CRISTIAN DARIO PARDO GALVIS	PROYECTO:		
ESCALA	ING. JORGE ENRIQUE MENESES	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO		
	1:3	EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL		MATERIAL:ACERO ASTMA36
		HOJA A4		



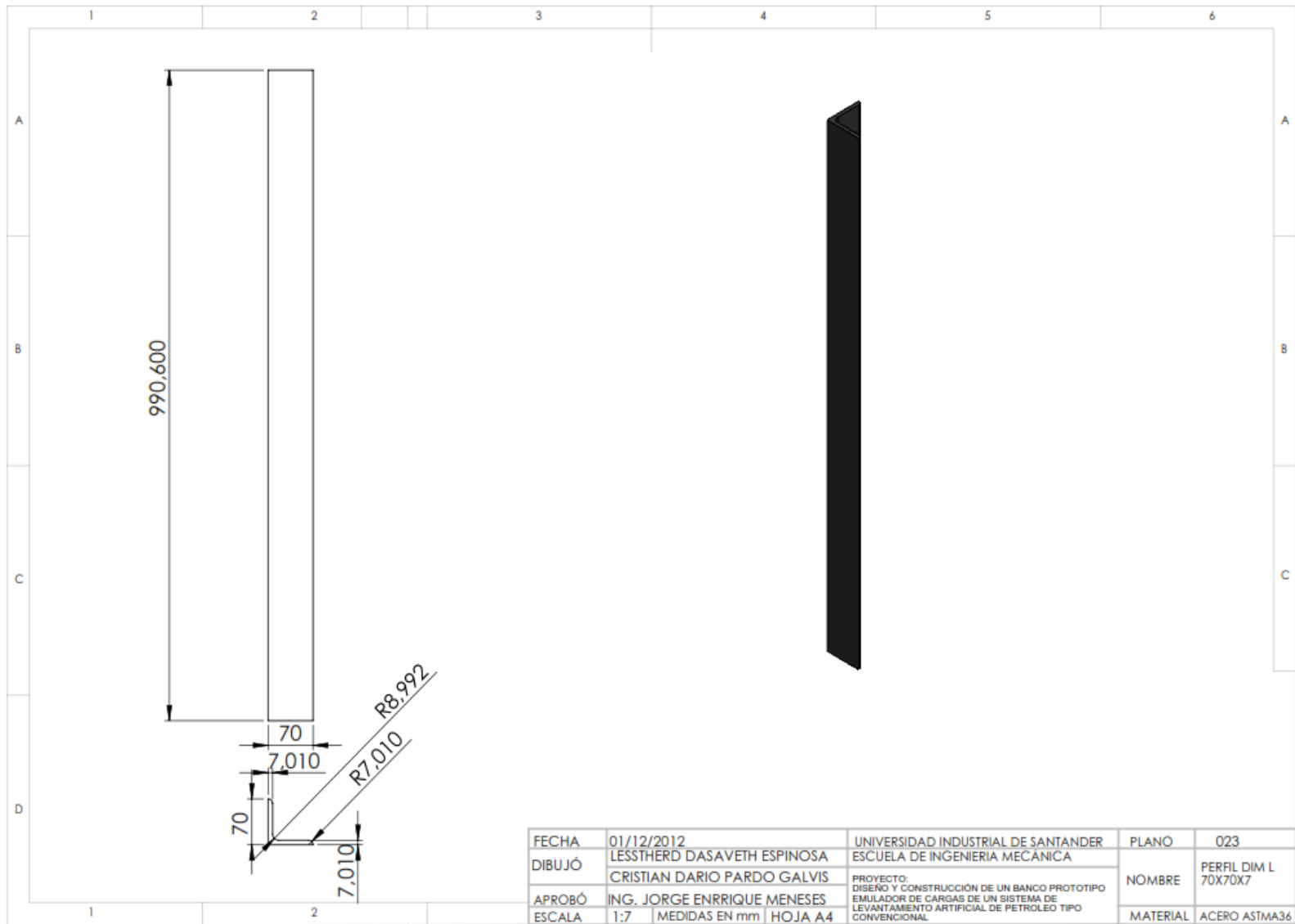
1		2		3		4		5		6						
A												A				
													B	B		
															C	C
1		2		3		4		5		6						
ITEM		NOMBRE		CANTIDAD												
1		PLATINA BASE 3/8		1												
2		PERFIL DIM C 75X35		2												
3		PERFIL L 50X50X4		2												
4		PEFIL L 70X70		4												
5		TUBO CIRCULAR 2IN		2												
7		NERVADURAS 35 mm		4												
8		GOMAS		4												
9		ARGOLLAS		2												
10		PLATINAS 140X60mm		4												
11		RESORTE DE TENSION SUCCION		2												
12		RESORTE DE TENSION VIAJERO		1												
13		PESTANAS		8												
14		NERVADURA PESTANAS		4												
15		RODILLOS		2												
16		BUJE SUCCION		2												
17		PESA DE SUCCION		1												
18		TORNILLO HEXAGONAL 3/8 X2		2												
19		TORNILLO HEXAGONAL 3/8 X1.5		8												
20		ROSCA HEXAGONA DE 3/8		10												
21		ARANDELA DE 3/8		10												
22		PLATINA DE 1IN x3/8(TOPE)		4												
23		RODAMIENTO (TOPE)		2												
24		PALANCA		2												
25		GANCHO		2												
26		BUJE VIAJERO		2												
27		PESA VIAJERA		1												
28		PLATINA(BARRA PULIDA)		2												
29		TORNILLO DE SUJECION		1												
30		CELDA DE CARGA LEXUS		1												
31		BRIDA		1												
32		PLATINA SUPERIOR 3/8		1												
33		POLEAS		2												
34		ENCODER		1												
35		CORREA		1												
FECHA		01/12/2012		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		PLANO		019								
DIBUJÓ		LESSTHERD DASAVETH ESPINOSA		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE		EXPLOSION STMA DE CARGAS								
		CRISTIAN DARIO PARDO GALVIS		PROYECTO:		MATERIAL		ACERO-BRONCE								
APROBÓ		ING. JORGE ENRIQUE MENESES		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO												
ESCALA		1:15		MEDIDAS EN mm HOJA A4												
				EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL												

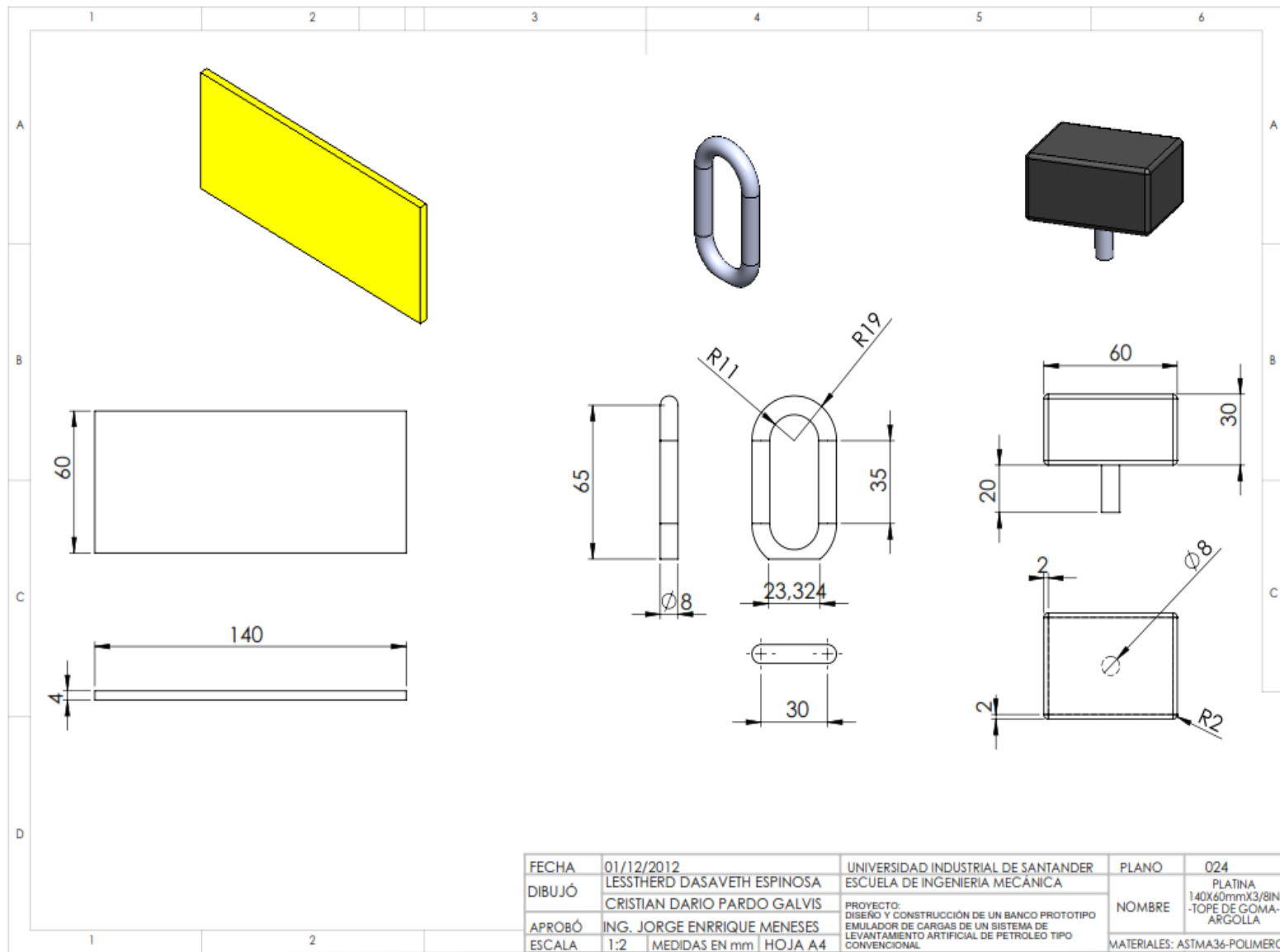


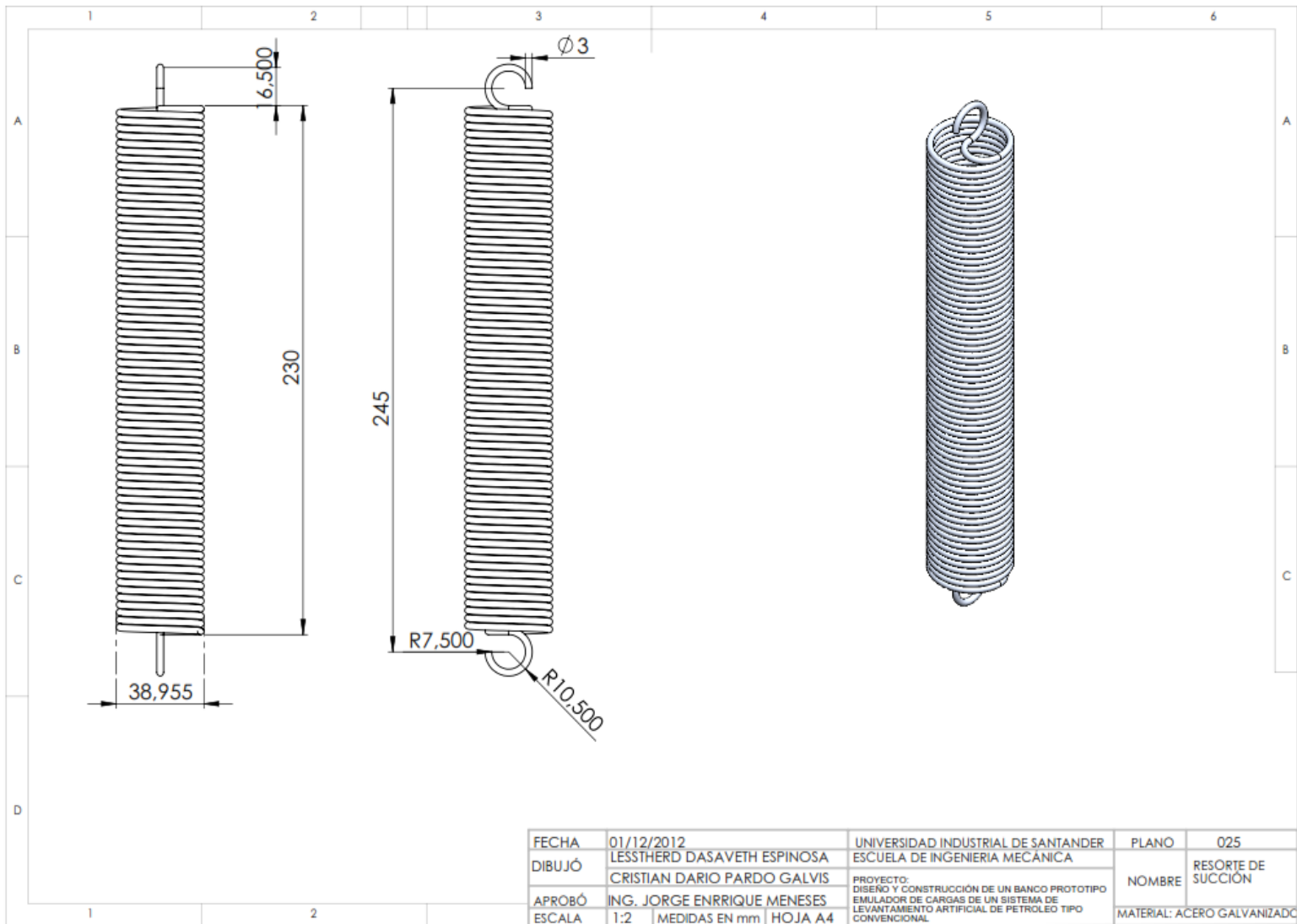


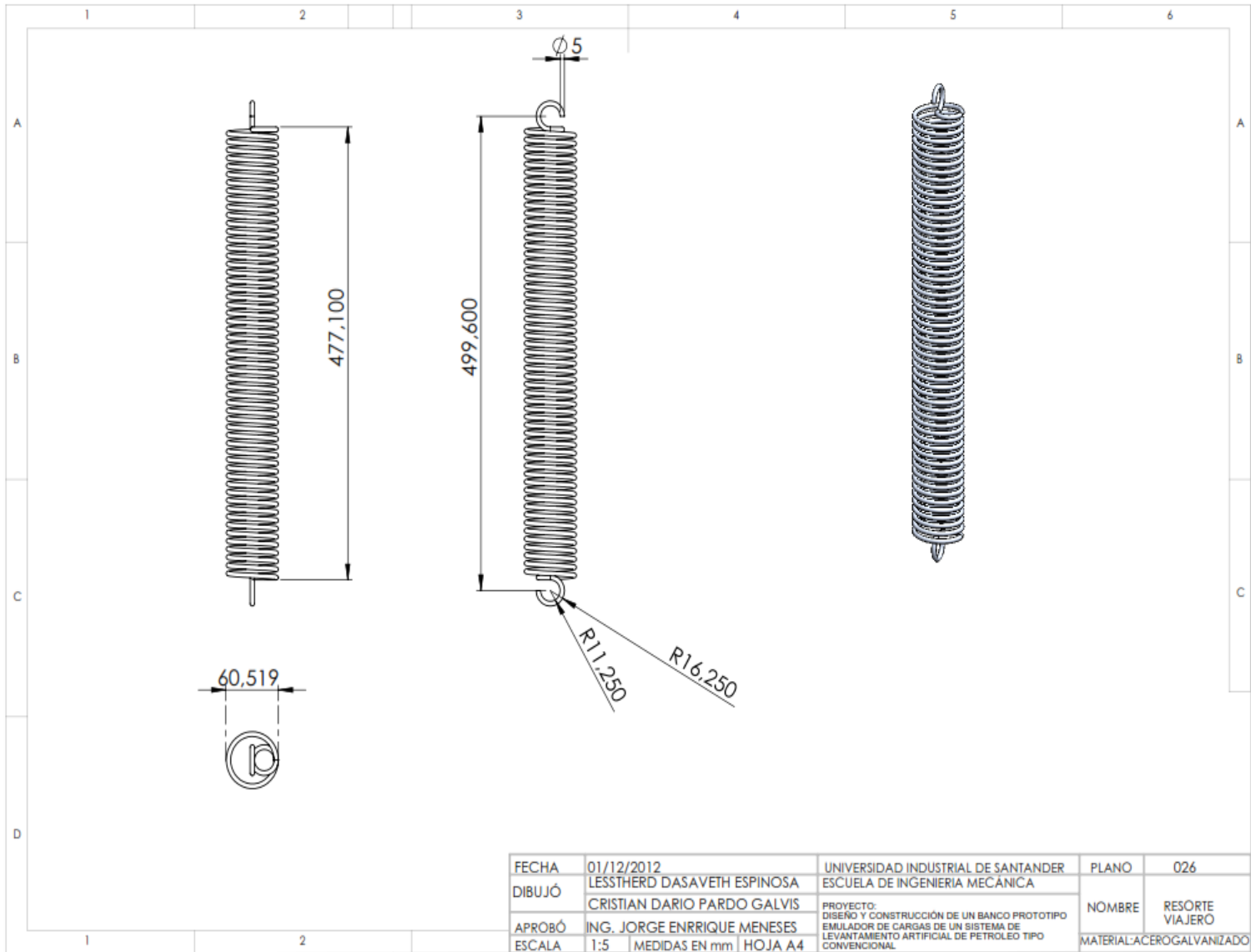
FECHA	01/12/2012	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO	021
DIBUJÓ	LESSTHERD DASAVETH ESPINOSA CRISTIAN DARIO PARDO GALVIS	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	NOMBRE	PERFIL DIM C
APROBÓ	ING. JORGE ENRIQUE MENESES	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL	MATERIAL	ACEROASTMA36
ESCALA	1:2	MEDIDAS EN mm	HOJA	A4

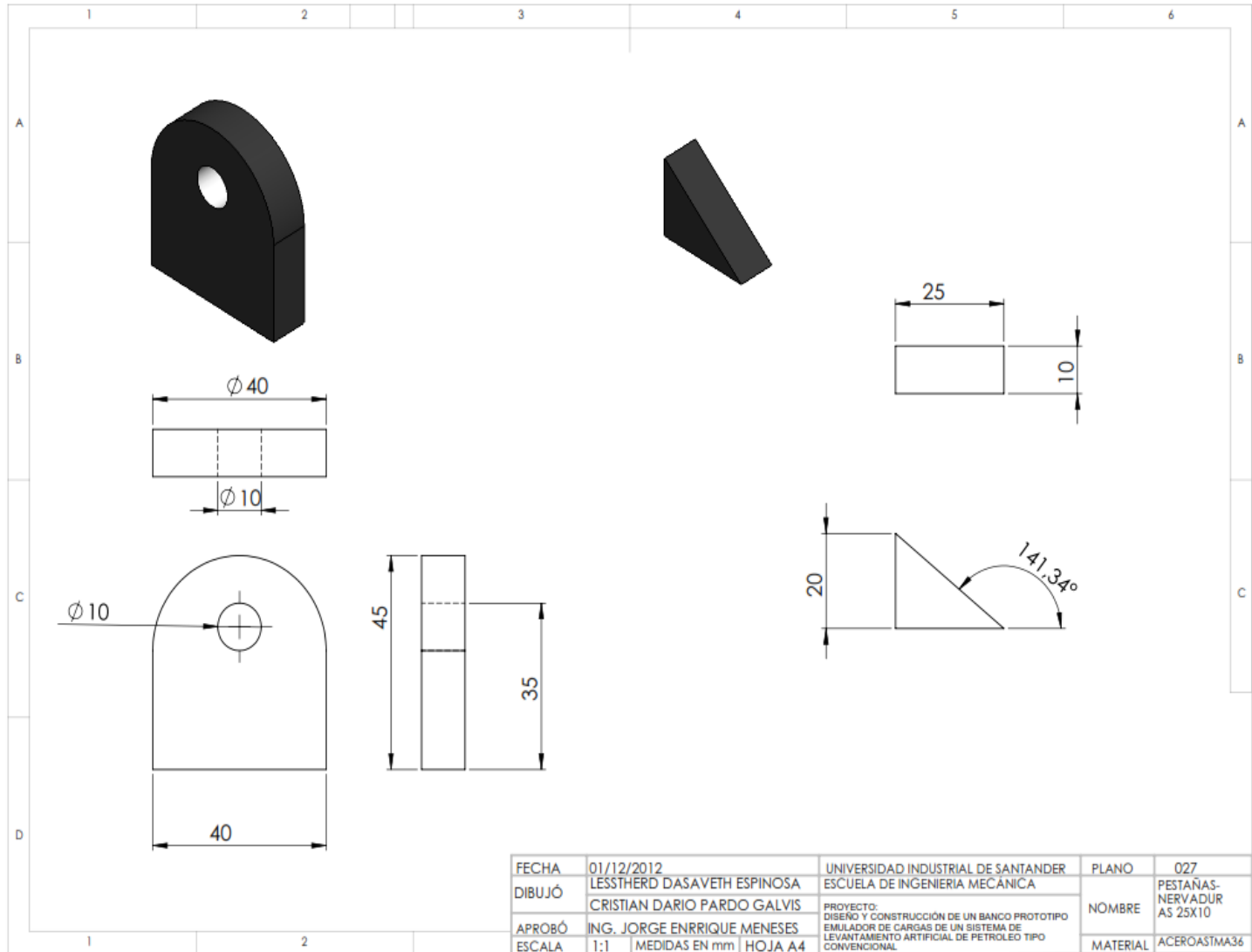


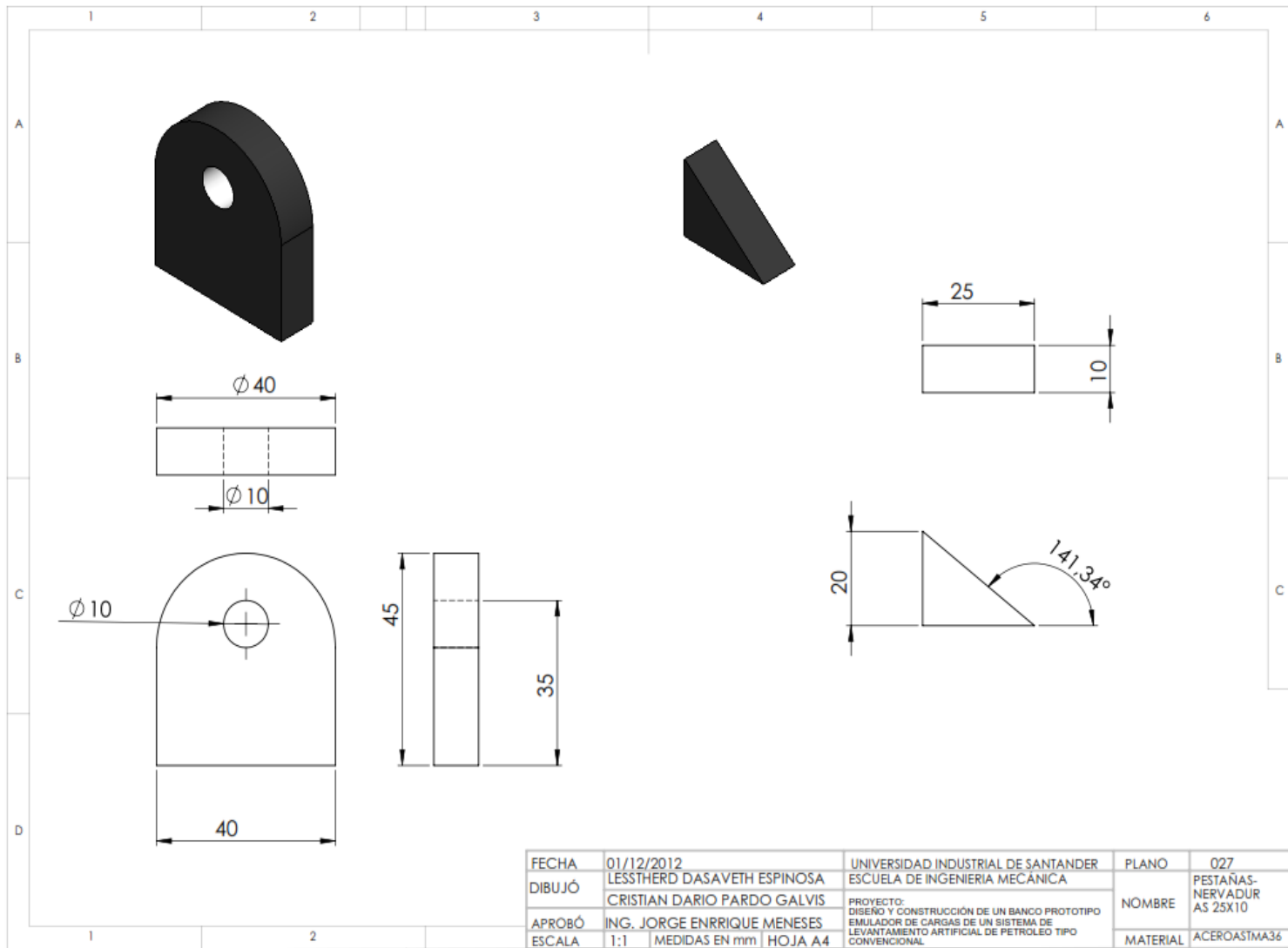


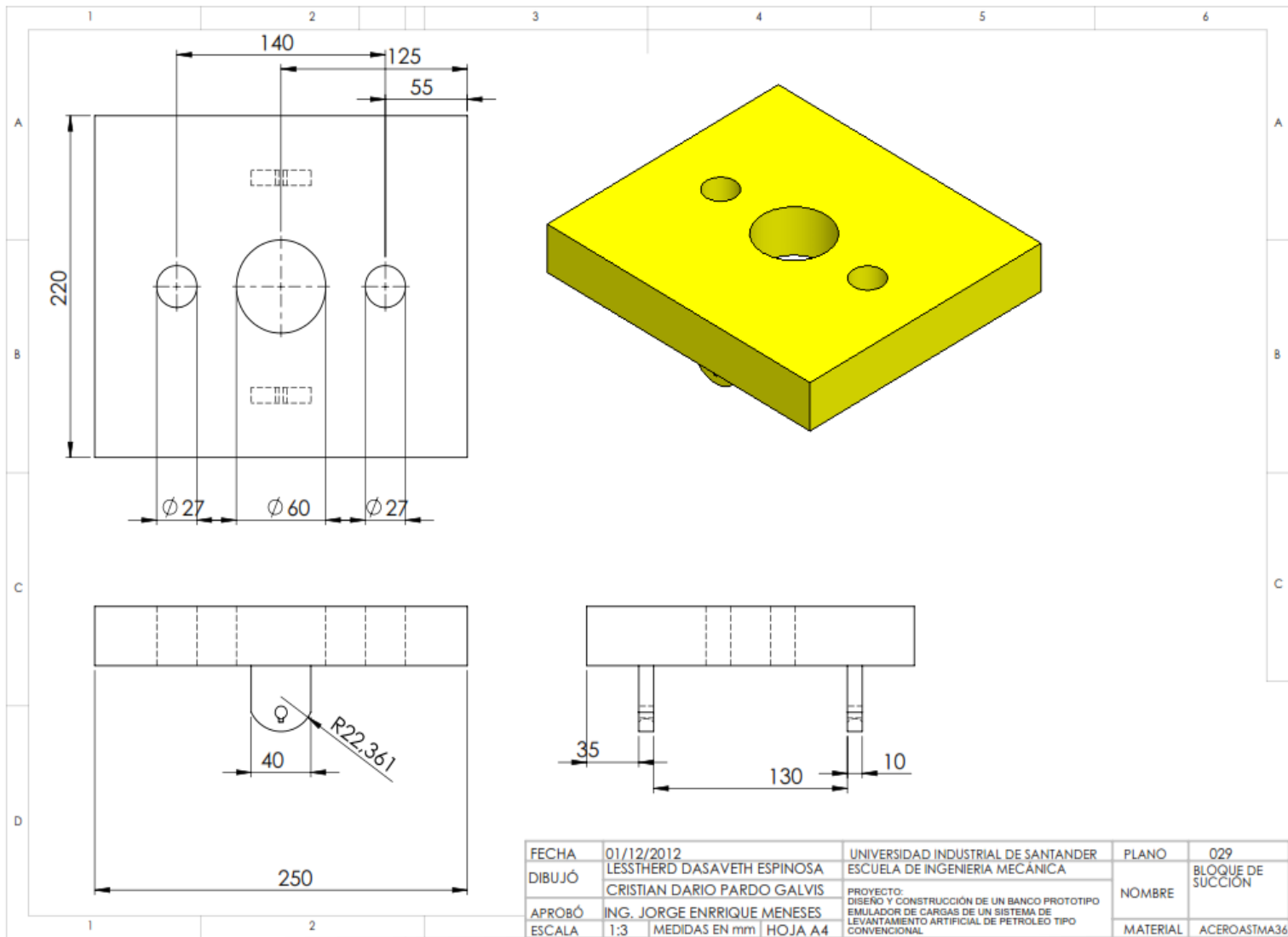


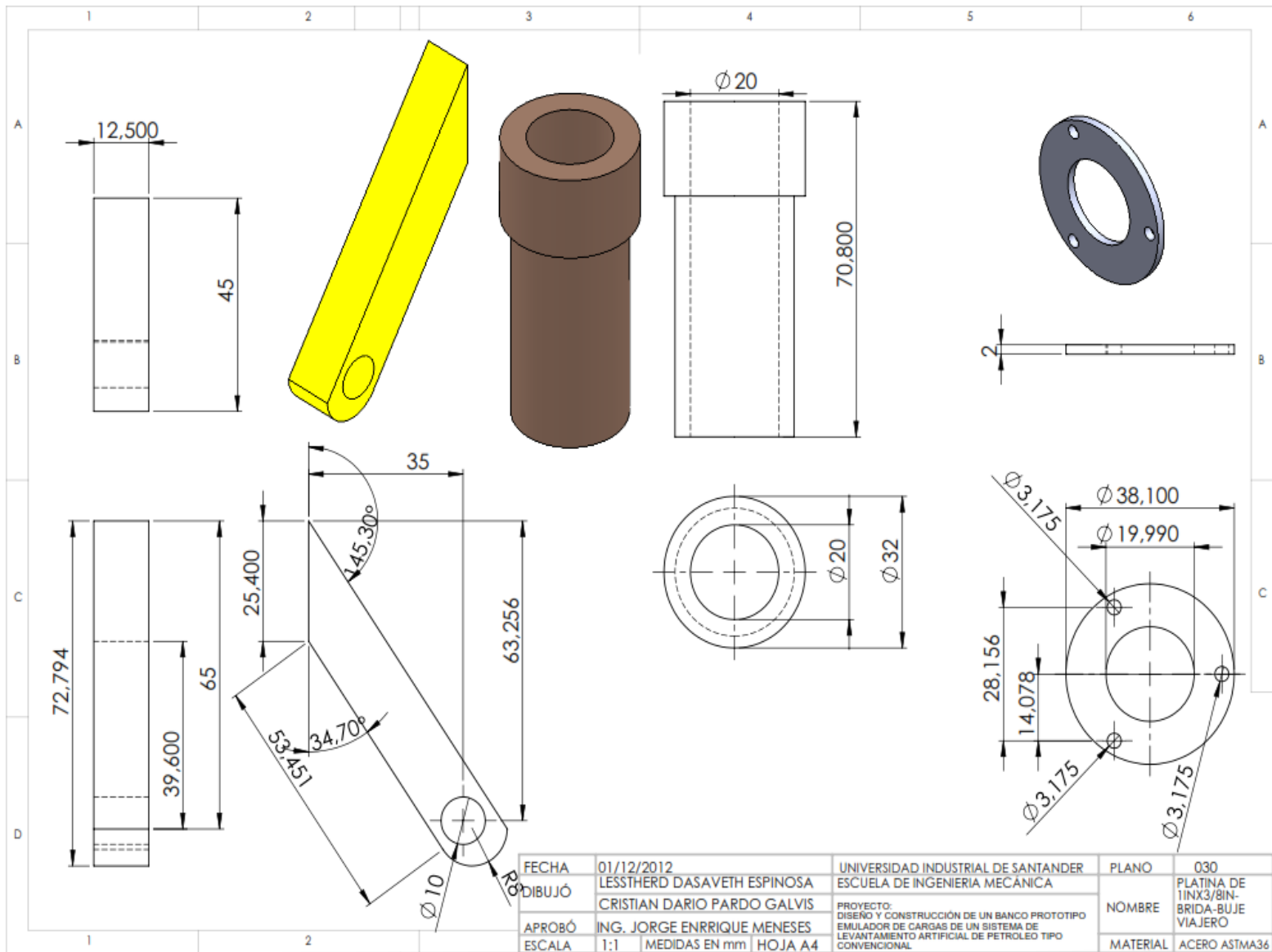


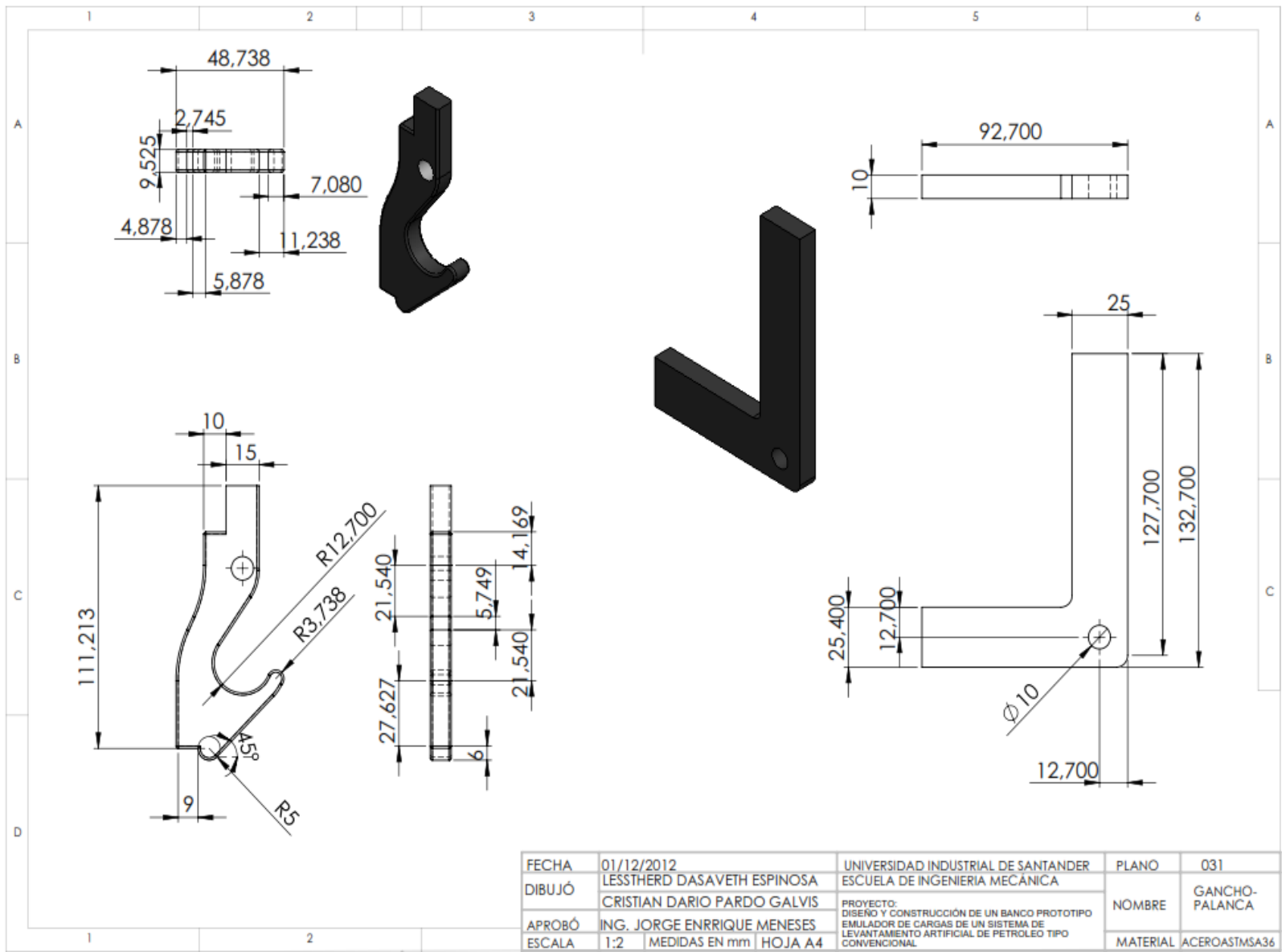




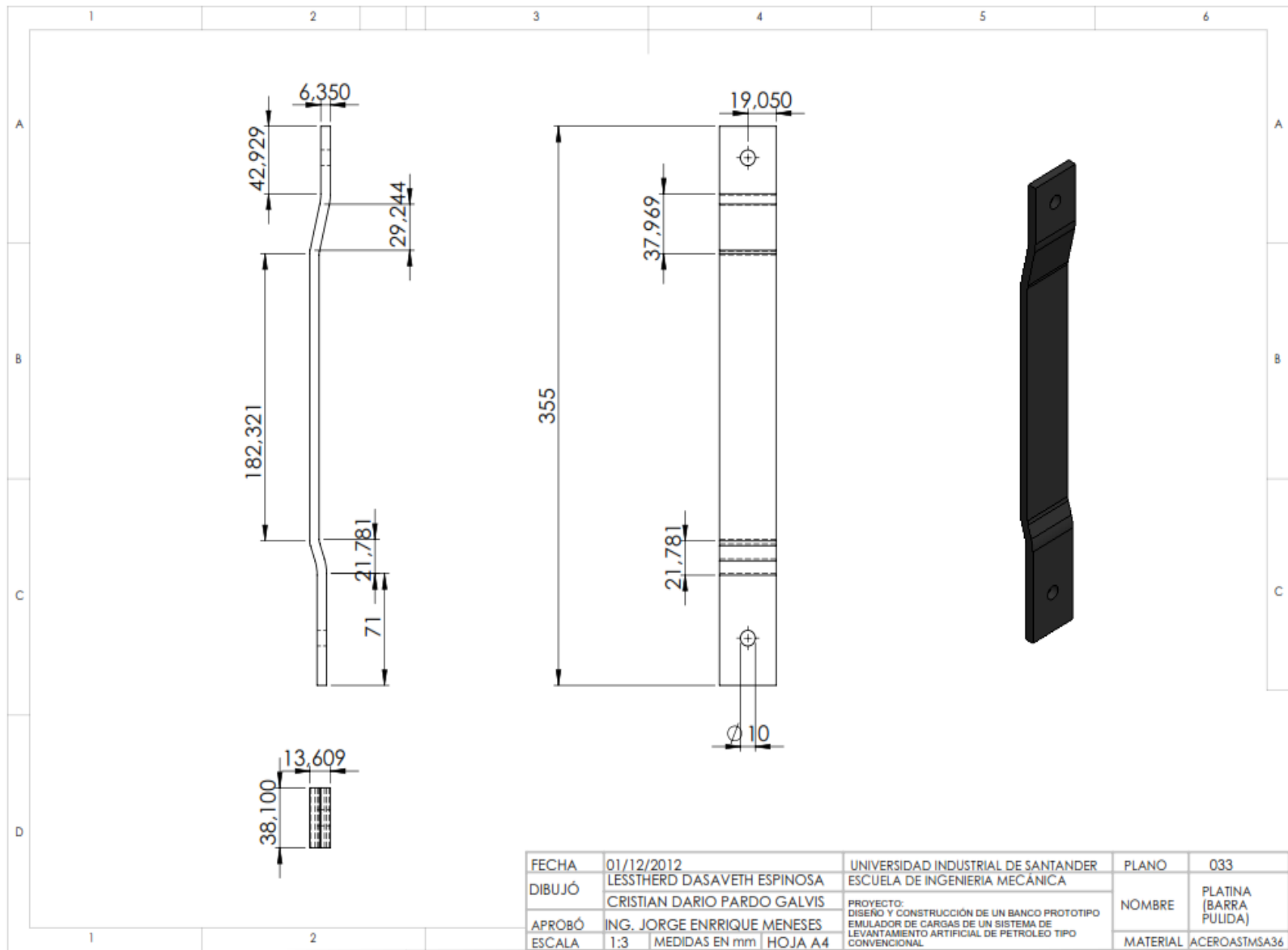


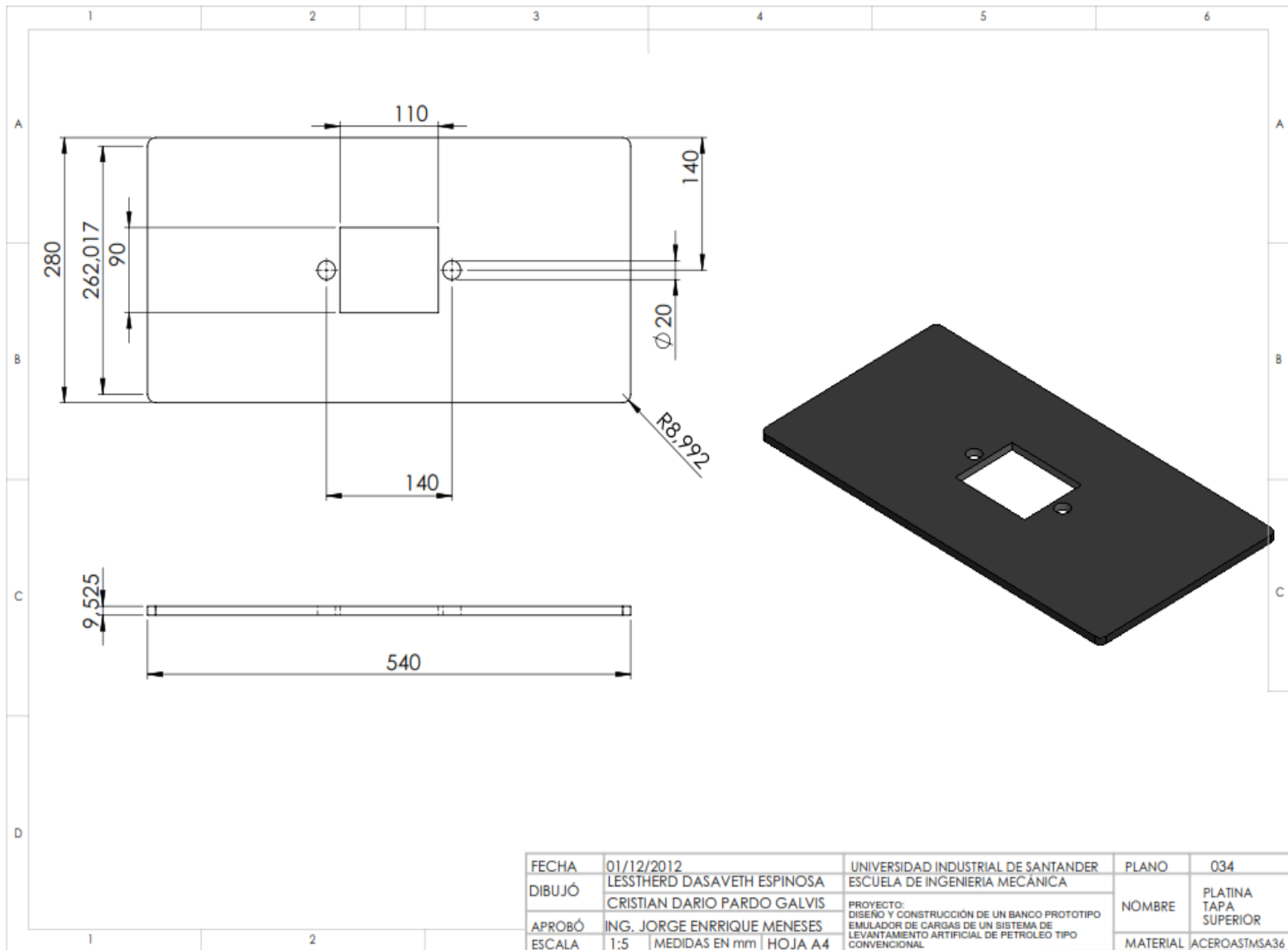


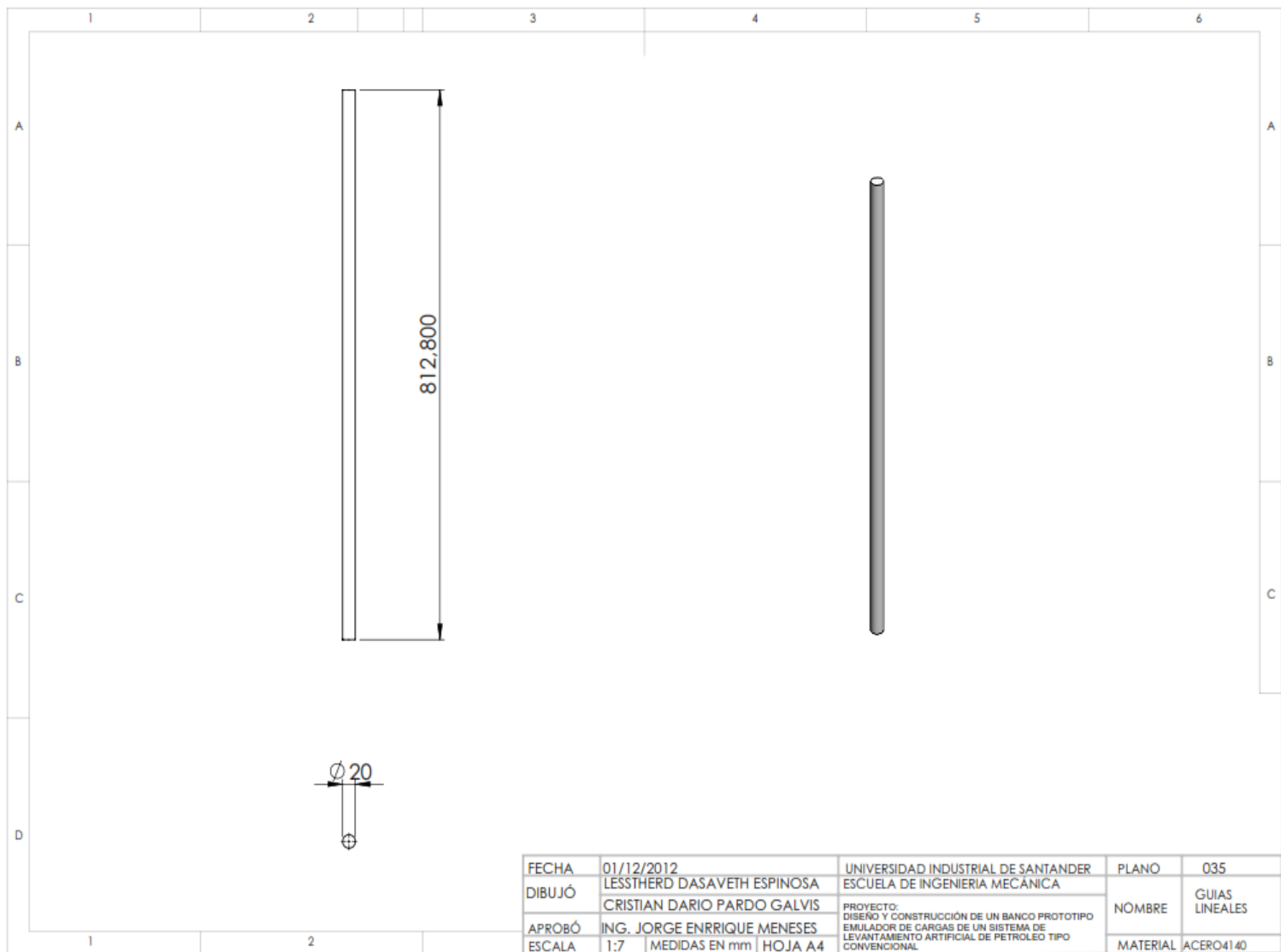




FECHA	01/12/2012	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO	031
DIBUJÓ	LESSTHERD DASAVETH ESPINOSA	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	NOMBRE	GANCHO-PALANCA
	CRISTIAN DARIO PARDO GALVIS			
APROBÓ	ING. JORGE ENRIQUE MENESES	PROYECTO:	MATERIAL	ACEROASTMSA36
ESCALA	1:2	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL		
	MEDIDAS EN mm	HOJA A4		







FECHA	01/12/2012	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO	035
DIBUJÓ	LESSTHERD DASAETH ESPINOSA	ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA	NOMBRE	GUIAS LINEALES
APROBÓ	CRISTIAN DARIO PARDO GALVIS	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PROTOTIPO EMULADOR DE CARGAS DE UN SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL DE PETROLEO TIPO CONVENCIONAL.		
ESCALA	ING. JORGE ENRIQUE MENESES	1:7	MATERIAL	ACERO4140
	MEDIDAS EN mm	HOJA A4		