

**INSTRUMENTACION Y ADECUACION DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA
LA OBTENCION DE DINAGRAMAS.**

JHONAN ALFREDO TORRES RUEDA

OSCAR FABIAN VILLALOBOS RUIZ

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

2015

**INSTRUMENTACION Y ADECUACION DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA
LA OBTENCION DE DINAGRAMAS.**

JHONAN ALFREDO TORRES RUEDA

OSCAR FABIAN VILLALOBOS RUIZ

Trabajo de Grado para optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Jorge Enrique Meneses Flórez

Ingeniero Mecánico

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

2015

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a Dios por haberme dado la sabiduría y fortaleza necesaria para triunfar.

Al profesor Jorge Enrique Meneses Flórez, director del proyecto, con su sabiduría y guía logramos sacar todo adelante.

A mi padre, por ser mi amigo y confidente, por sus consejos y constante enseñanza. A mi madre por su amor, cariño y ternura, importantes para nunca desfallecer.

A mis hermanas, Samara y Paola, que con su apoyo incondicional me daban aliento para alcanzar el objetivo.

Compañeros y amigos de estudio; Jhonan, Jefferson y Luis Felipe, muchas gracias por todo, más que amigos somos hermanos.

Amigos del alma como Douglas, Carlos, Wilson, Remson, Sebastian, Ricardo y todos aquellos que de alguna manera me aportaron risas, consejos y ratos únicos, los llevo en el alma parceros.

GRACIAS TOTALES

OSCAR FABIAN VILLALOBOS RUIZ

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, darle gracias a DIOS por darme sabiduría y entendimiento durante toda la carrera, y por hacer posible este logro.

A mis padres, por todo el apoyo y el cariño que siempre tuvieron conmigo, y siempre estuvieron en los momentos más difíciles, dando fuerzas y ánimos para no decaer.

A Oscar Villalobos Cervantes por el apoyo incondicional en los momentos más importantes de la carrera, además por sus enseñanzas y consejos.

A el grupo los mitos que de alguna forma hicieron parte del proceso de aprendizaje en toda la carrera, muchas gracias por los momentos compartidos.

Jhonan Torres

Tabla de Contenido

	Pag
INTRODUCCIÓN	20
2. JUSTIFICACION PARA LA SOLUCION DEL PROBLEMA	27
3. OBJETIVOS.....	29
3.1 OBJETIVO GENERAL	29
3.1.1 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	29
4. SINTESIS: BANCO PROTOTIPO PARA LA OBTENCION DE DINAGRAMAS. 30	
4.1 CABEZAL.....	33
4.2 EMULADOR DE CARGAS HIDRÁULICO.	35
4.3 INSTRUMENTACIÓN PARA TOMA DE DATOS.....	40
4.4 GENERADOR DE PERTURBACIÓN.....	42
5. DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL EMULADOR DE CARGAS HIDRAULICO. 43	

5.1	CONSIDERACION PARA EL DISEÑO DEL EMULADOR HIDRAULICO	45
5.1.1	Cilindro hidráulico y sus especificaciones de diseño.	45
5.1.2	Carga que dispone a levantar el banco prototipo.	45
5.1.3	Carrera y velocidad del cilindro hidráulico	45
5.1.4	Dimensiones del cilindro	46
5.1.5	Cálculos de las dimensiones.	46
5.1.6	Cálculo de velocidades.....	47
5.1.7	Caudal en el cilindro.	48
5.1.8	Cálculo del factor de seguridad de la camisa.....	48
5.1.9	Factor de seguridad del vástago.	50
5.1.10	Análisis cae de la camisa	51
5.1.11	Análisis cae del vástago.....	54
5.2	DISEÑO Y ANALISIS DE LA BASE DEL EMULADOR.....	55
5.2.1	Diseño de la base.....	55

5.2.2	Análisis cae de la base	58
5.3	DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO	60
5.3.1	Funcionamiento del circuito hidráulico:	60
5.4	SELECCIÓN DE ELEMENTOS PARA EL CIRCUITO HIDRAULICO	61
5.4.1	Diseño del tanque.	61
5.4.2	Cálculo de la presión de taraje de la válvula de seguridad.	63
5.4.3	Selección de válvulas	66
5.4.4	Selección de bomba.....	66
6.	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE Y SUS COMPONENTES.....	68
6.1	SELECCIÓN DEL FRENO DE DISCO	68
6.2	SELECCIÓN DE APOYO DE LA VIGA VIAJERA	70
6.3	ANALISIS ESTATICO EN EL EJE.....	70
7.	MODIFICACIONES DEL CABEZAL.	77
7.1	DISEÑO DEL CABEZAL.....	77

8.	FASES DE CONSTRUCCION	79
8.1	MONTAJE PLACA BASE	79
8.2	CONSTRUCCION DEL CILINDRO	81
8.3	MONTAJE DEL EMULADOR HIDRAULICO	83
8.4	CONSTRUCCION DEL EJE Y SUS ELEMENTOS A FINES.....	84
8.4.1	Eje de la viga viajera.	84
8.4.2	Brida.....	85
8.4.3	Cartucho	85
8.4.4	Pestañas	86
8.4.5	Montaje.....	87
8.4.6	Ensamble del freno	88
8.5	CONSTRUCCION DEL CABEZAL Y COMPONENTES.....	89
9.	SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS CINEMATICOS.....	91
9.1	CARACTERISTICAS DE LOS ENCODERS PARA LA OBTENCION DE DATOS	92

9.2	MONTAJE DE LOS ENCODERS.....	94
9.2.1	Encoder absoluto.....	94
9.2.2	Encoder incremental en la manivela.	95
9.3	ADQUISICION DE CARGA.....	95
9.3.1	Calibración de la ceda de carga.....	98
9.3.2	Montaje de la celda de carga.....	98
9.3.3	Conexión de la celda de carga.....	99
10.	OBTENCION DE DINAGRAMAS Y ANALISIS DE LOS RESULTADOS .	100
10.1	POSICION	100
10.2	CARGA.....	101
10.3	RESULTADOS PARA LOS DIFERENTES DINAGRAMAS	101
10.3.1	Prueba A.	102
10.3.2	Prueba B.	104
10.3.3	Prueba C.	106

10.4	RESULTADO DEL ENCODER INCREMENTAL UBICADO EN LA MANIVELA.....	107
10.5	RESULTADO DEL ENCODER ABSOLUTO UBICADO EN EL BALANCÍN.	109
11.	COSTOS DE LA CONSTRUCCION	112
12.	CONCLUSIONES	113
13.	RECOMENDACIONES.....	115
	BIBLIOGRAFIA.....	116
	ANEXO A	117
	ANEXO B	121

LISTA DE FIGURAS

	Pag
Figura 1. Representación del mecanismo manivela-biela-balancín adaptado a la unidad de bombeo mecánico.....	23
Figura 2. Dinagramas.	23
Figura 3. Banco prototipo de un sistema de levantamiento artificial.	24
Figura 4. Emulador de cargas mecánico.	25
Figura 5. Picos indeseados en el dinagrama.	25
Figura 6. Conjunto del mecanismo manivela-biela-balancín.....	26
Figura 7. Banco prototipo antiguo.	30
Figura 8. Sistema emulador de cargas actual.....	31
Figura 9. Esquema general del banco emulador de cargas.....	32
Figura 10. Tangencia del cabezal antiguo y actual.	33
Figura 11. Dispositivo de ensamble del cabezal con la viga viajera.	34
Figura 12. Componentes de unidad de bombeo mecánico real.....	35
Figura 13. Funcionamiento del bombeo mecánico.	36
Figura 14. Componentes del emulador de cargas hidráulico.....	37
Figura 15. Ascenso del cilindro.....	39
Figura 16. Descenso del cilindro.....	39
Figura 17. Sujeción guaya y cilindro.	40
Figura 18. Encoders incrementales.	41
Figura 19. Encoder absoluto.....	41
Figura 20. Generador de perturbación.....	42
Figura 21. Evolución del emulador de cargas.....	43
Figura 22. Explosión del cilindro.....	44
Figura 23. Esquema del circuito hidráulico del banco.....	44
Figura 24. Sujeciones y cargas del vástago.	54
Figura 25. Diseño de base del emulador.....	56
Figura 26. Base emulador hidráulico.	57
Figura 27. Malla de la base.....	59
Figura 28. Circuito hidráulico en ascenso.....	60
Figura 29. Circuito hidráulico en descenso.....	61
Figura 30. Posición del tanque.....	62
Figura 31. Diseño del tanque.....	62
Figura 32. Factores de pérdidas menores en accesorios.	63
Figura 33. Válvulas.	66
Figura 34. Bomba acoplada al banco prototipo.....	67
Figura 35. Análisis estático del eje y ubicación.....	68
Figura 36. Brida y montaje del disco de freno.....	69
Figura 37. Partes del freno de disco.	69
Figura 38. Cartucho y carcasa para montaje del eje.....	70
Figura 39. Distribución de cargas en la viga viajera.....	70
Figura 40. Diagramas en el plano y-z.	72

Figura 41. Plano z-x.	73
Figura 42. Diagrama en el plano z-x.	73
Figura 43. Componentes del cabezal.	77
Figura 44. Diseño del cabezal.....	78
Figura 45. Soporte del cabezal.	78
Figura 46. Laminas del emulador de cargas.	79
Figura 47. Perfil IP 80 para la base del cilindro.....	80
Figura 48. Armado de la base del emulador hidráulico.	81
Figura 49. Camisa del cilindro montada en torno.....	81
Figura 50. Tapa del cilindro.	82
Figura 51. Cilindro hidráulico terminado.	83
Figura 52. Ensamble de cilindro hidráulico a la base.	83
Figura 53. Eje en operación de torno.....	84
Figura 54. Eje después de la operación de torneado.....	85
Figura 55. Brida para el acople del freno con el eje.....	85
Figura 56. Duralon montado en el torno.	86
Figura 57. Rodamiento ensamblado en la carcasa.....	86
Figura 58. Pestañas para transmitir movimiento al eje.	87
Figura 59. Ensamble de la carcasa del eje al soporte de la viga viajera.....	87
Figura 60. Freno instalado.	88
Figura 61. Ensamble del cabezal.....	89
Figura 62. Piezas que componen el soporte del cabezal.....	90
Figura 63. Procedimiento para adquirir el dinagrama.	91
Figura 64. Encoder incremental E50S8.	92
Figura 65. Montaje encoder absoluto.....	95
Figura 66. Montaje del encoder de la manivela.	95
Figura 67. Celda de carga tipo S.	96
Figura 68. Conexión de la celda de carga	97
Figura 69. Interfaz del Siwatool U.	98
Figura 70. Montaje de la celda de carga al banco.	98
Figura 71. Módulo Siwarex con sus conexiones.....	99
Figura 72. CPU 314C-2DP.....	99
Figura 73. Gráfico de cargas de la prueba A en Strokes.	102
Figura 74. Gráfico de posición en la prueba A en 8 Strokes.	103
Figura 75. Prueba A.....	103
Figura 76. Gráfico de cargas de la prueba B en 8 Strokes.	104
Figura 77. PRUEBA B.....	105
Figura 78. Cargas de la prueba C en 8 Strokes.....	106
Figura 79. PRUEBA C.	106
Figura 80. Posición a través del tiempo.	107
Figura 81. Velocidad constante en la viga viajera.....	108
Figura 82. Posición de la manivela en una carrera (Stroke).	109
Figura 83. Velocidad viga viajera en RPM.	110
Figura 84. Aceleración de la viga viajera.	111

LISTA DE TABLAS

	Pag
Tabla 1. Propiedades del acero 1045.	50
Tabla 2. Diámetros de vástago recomendados por pandeo.	51
Tabla 3. Propiedades del material de la camisa.	52
Tabla 4. Cargas y sujeciones de la camisa.	52
Tabla 5. Malla de la camisa.	53
Tabla 6. Esfuerzo en la camisa.	54
Tabla 7. Malla del vástago.	55
Tabla 8. Distribución de esfuerzos en el vástago.	55
Tabla 9. Perfiles IPE.	57
Tabla 10. Sujeciones base emulador.	58
Tabla 11. Cargas en la base.	58
Tabla 12. Distribución de esfuerzos de la base.	59
Tabla 13. Propiedades del aceite hidráulico.	64
Tabla 14. Tabla de viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo.	65
Tabla 15. Datasheet encoder incremental.	93
Tabla 16. Datasheet encoder absoluto.	93
Tabla 17. Datasheet celda de carga.	96
Tabla 18. Información técnica del módulo Siwarex U.	97
Tabla 19. Valores de posición obtenidos por el encoder incremental.	100
Tabla 20. Valores teóricos de las cargas.	101
Tabla 21. Gastos del proyecto.	112

RESUMEN

TITULO: INSTRUMENTACION Y ADECUACION DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA OBTENCION DE DINAGRAMAS. *

AUTORES: JHONAN ALFREDO TORRES RUEDA, OSCAR FABIAN VLLALOBOS RUIZ. **

PALABRAS CLAVES: Instrumentación, encoders, emulador de cargas hidráulico, dinagramas, velocidad, aceleración, perturbaciones.

En Colombia, el petróleo es un punto clave de la economía nacional, ahorrar gastos es primordial, para ello se busca optimizar los campos petroleros y reducir al máximo el mantenimiento de las unidades de bombeo mecánico encargadas de la extracción del crudo. Para el diagnóstico de pozos se tiene como recurso la carta dinamométrica, se obtiene conociendo la carga y la posición de la barra pulida de la unidad, de acuerdo al comportamiento de la gráfica se puede concluir la falla que presenta el pozo real.

Continuando con la labor de proyectos de investigación pasados, este trabajo de grado tiene como propósito optimizar un banco prototipo ya existente, el cual fue desarrollado para incentivar a los estudiantes de carreras afines a seguir con las nuevas metodologías e innovando acerca de un tema tan importante como es la extracción de petróleo realizada con sistemas de levantamiento artificial.

Sabiendo esto, surge la necesidad de adecuar al banco prototipo y agregarle funcionalidad. Agregar un emulador de cargas hidráulico, que genera un esquema de cargas más amortiguadas. Elementos de medición de posición muy precisos como encoders, ubicados en lugares estratégicos del banco. La carga y la posición son suficientes para obtener la carta dinamométrica, con ayuda de un autómatas programable y con un software especializado. El banco puede formar dos tipos de dinagramas con ayuda de perturbaciones externas, para evaluar su comportamiento.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Enrique Meneses Florez

ABSTRACT

TITLE: INSTRUMENTATION AND ADECUATION OF AN EXPERIMENTAL BANK FOR OBTAINING DYNAGRAM. *

AUTHORS: JHONAN ALFREDO TORRES RUEDA, OSCAR FABIAN VLLALOBOS RUIZ. **

KEY WORDS: Instrumentation, encoders, hydraulic load emulator, dynagram, velocity, acceleration, disturbances

In Colombia, oil is a key point of the national economy, save costs is paramount, for it seeks to optimize the oil fields and minimize maintenance units responsible for mechanical pumping of oil extraction. To diagnose wells have the torque letter as a resource, you get to know the load and polished rod position of the unit, according to the behavior of the graph it can be concluded that the failure has real well.

Continuing the work of projects of past research, this graduating project is intended to optimize an existing prototype bank, which was developed to encourage students to careers you sharpen forward with new methodologies and innovating on such an important issue as is the extraction of oil made with artificial lift systems.

Knowing this, the need to adapt the prototype bank and add functionality. Add an emulator of hydraulic loads, which generates a more damped loads scheme. Measuring elements as highly accurate position encoders, located in strategic places in the bank. Load and position are sufficient to obtain the torque letter, using a programmable controller and specialized software. The bank can form two types of dinagramas using external disturbances, to evaluate their behavior.

* Work Degree

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Jorge Enrique Meneses Florez

INTRODUCCIÓN

En Colombia la extracción del crudo se efectúa mediante unidades de bombeo mecánico convencionales, en su mayoría. Este tipo es el más óptimo, ya que su instalación en los pozos es sencilla y además es flexible en su diseño, también tiene una gran ventaja, el mantenimiento que se le realiza es de muy bajo costo con respecto a otras unidades de bombeo mecánico

Resaltando lo dicho anteriormente, la optimización de los procesos de extracción de petróleo, coloca en un primer plano a la unidades de bombeo convencional ya que por ser la mayor usada en el país, se puede aumentar la producción de los campos petroleros de acuerdo a que las industrias petroleras forjan un enlace con los entes educativos para abordar temas de investigación, donde se ejecuten análisis correspondientes a los fenómenos que ocurren en el proceso, con esto se extraen hipótesis que son estudiadas con modelos teóricos para llegar a una posible solución.

Las universidades que han otorgado numerosos ingenieros de diferentes carreras como la Universidad Industrial de Santander es afín a estos tipos de investigación, ya que se desarrolló en una región petrolera y de suma importancia del país, ya que en Santander se ubica el campo más antiguo de Colombia, La Cira-Infantas. Por consiguiente ECOPETROL y la Universidad Industrial de Santander (UIS) firmó un convenio en el año 2006 y posterior a esto se creó el Campo Escuela Colorado, el cual tiene como fin un acercamiento de los estudiantes a los procesos productivos de un campo petrolero como parte de su formación académica.

Paralelamente la Escuela de Ingeniería Mecánica, por medio del Laboratorio de Automatización Industrial ha mostrado interés por la industria petrolera y por consiguiente ha colaborado con el Campo Escuela en diferentes proyectos de investigación en la producción de crudo, como en hardware y software que pueden diagnosticar y de paso monitorear todo lo que conllevan las diferentes variables del bombeo mecánico, para poder representar dichos valores en una carta dinamométrica.

A partir de esto, se realizó un proyecto de grado que sirve como simulación de los distintos procesos de producción por medio de un sistema de bombeo mecánico teniendo en cuenta parámetro tales como las cargas que se evidencian en los puntos críticos del mecanismo, específicamente en la barra pulida, y además se estudiaron las variables geométricas y dinámicas que influyen en un sistema de levantamiento artificial.

De esta manera, se presenta el proyecto titulado **“INSTRUMENTACION Y ADECUACION DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA OBTENCION DE DINAGRAMAS”**, el cual tiene como fin principal la investigación en el área industrial petrolera tomando como base la unidad de bombeo mecánica y las diferentes variables que pueden ser aplicadas a la producción de crudo real, siguiendo los parámetros correspondientes a la optimización de nuevas propuestas de medición de cartas dinamométricas que permitan aumentar la eficiencia en un pozo.

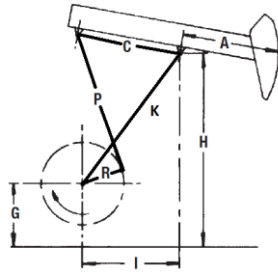
1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La Universidad Industrial de Santander vela por el desarrollo tecnológico e investigativo en la formación de los estudiantes, sabiendo esto se realizan proyectos de grado para facilitar el aprendizaje y posteriormente adecuarlos a un banco de investigación y si es posible a prácticas. Existe un convenio de varios años atrás entre ECOPETROL y la Universidad Industrial de Santander, dando como fruto el Campo Escuela Colorado, que pretende ser pionero en la investigación del sector de hidrocarburos tanto en la extracción de crudo como el procesamiento de este mismo para la obtención de los diferentes combustibles y productos.

Cabe resaltar que este convenio ha sido de mucha ayuda porque genera una oportunidad para que el estudiantado y profesorado, realicen estudios investigativos para formular alternativas que ayuden a mejorar e innovar todos los procesos que conciernen la extracción y producción de petróleo.

La extracción de petróleo en Colombia se realiza en su mayoría por una unidad de bombeo mecánico convencional; hablando técnicamente es un cuadrilátero articulado que se descompone en la manivela, biela y balancín. Lo que pretende dicho mecanismo es transformar un movimiento rotacional que empieza en la manivela en uno alternativo que se evidencia en la barra pulida. (Ver figura 1).

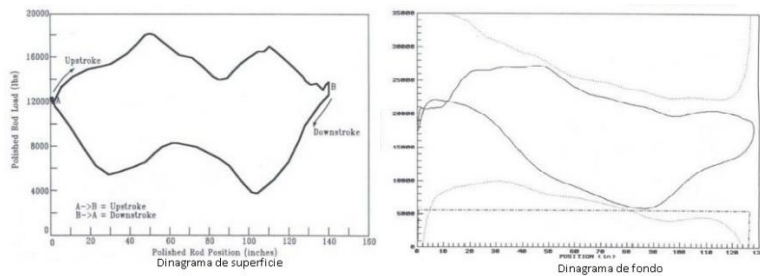
Figura 1. Representación del mecanismo manivela-biela-balancín adaptado a la unidad de bombeo mecánico.



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

En un pozo petrolero convencional hay necesidades que tienen como consecuencia una producción estable y rentable, desde que se inicia el proceso de extracción hasta el mantenimiento del sistema de bombeo, todo esto requiere de seguimientos constante para diagnosticar el equipo y así poder evaluar cualquier falla presentada durante el proceso. En la práctica existe una herramienta para el estudio y posterior diagnóstico del comportamiento de un pozo petrolero, llamado dinagrama. (Ver figura 2).

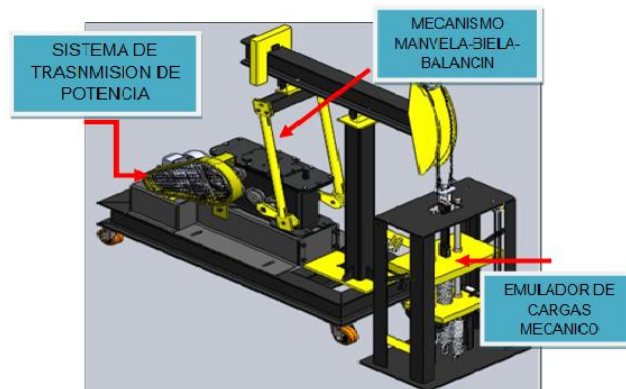
Figura 2. Dinagramas.



Fuente: THETA ENTERPRISE

La carta dinamométrica se obtiene a partir de la relación de la carga-posición del sistema de bombeo, es decir, combinando dos objetos de estudio, la cinemática y la fuerza, ambas mensurables, siendo así una estrategia útil para diagnosticar tipos de falla en de todo el equipo.

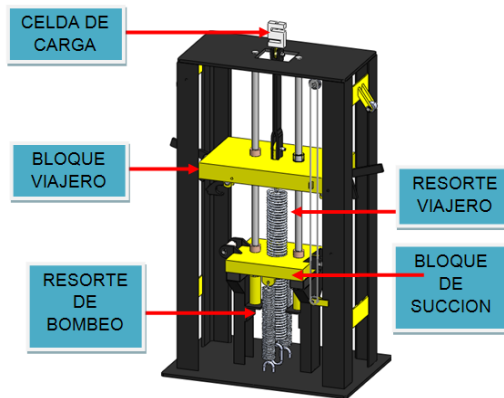
Figura 3. Banco prototipo de un sistema de levantamiento artificial.



Fuente: Guerrero Fajardo & Sánchez Céspedes, 2014.

Existe un banco prototipo realizado por estudiantes de Ingeniería Mecánica, “Banco prototipo emulador de cargas de un sistema de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional” (ver figura 3), con el que se pretende extender el campo investigativo involucrando el uso de variables eléctricas y cinemáticas del mecanismo. Este banco posee un emulador de cargas mecánico (ver figura 4), el cual presenta cargas de impacto no deseadas que repercuten en perturbación para el dinagrama.

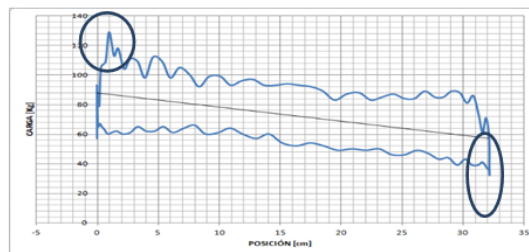
Figura 4. Emulador de cargas mecánico.



Fuente: Pardo Cristian & Espinosa Lessther, 2013.

En la figura 5 se observan los picos que se generan por las cargas de impacto creadas por el emulador mecánico, por lo cual es necesario reemplazar el emulador de cargas mecánico, por otro sistema que disminuya las cargas de impacto, y no distorsione los datos obtenidos para un mejor diagnóstico.

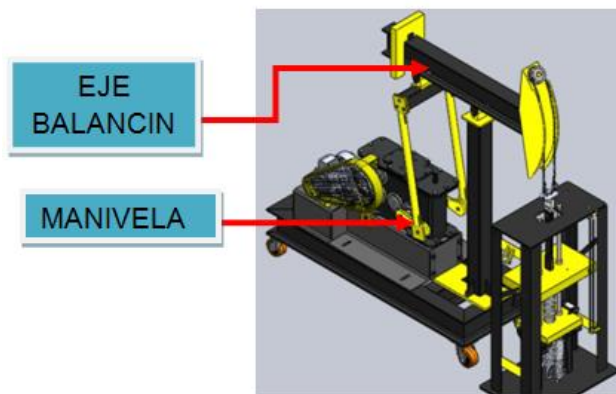
Figura 5. Picos indeseados en el dinagrama.



Fuente: Pardo Cristian & Espinosa Lessther, 2013.

Adicionalmente se aumentó la funcionalidad del banco, captando variables cinemáticas como la velocidad angular y la aceleración angular del mecanismo, para posteriormente relacionarlas con el dinagrama. En la figura 6 se tiene el banco prototipo y su mecanismo de cuatro barras, por lo que conlleva a decir que el estudio de la cinemática puede efectuarse entre la manivela y el eje del balancín.

Figura 6. Conjunto del mecanismo manivela-biela-balancín.



Fuente: Guerrero Fajardo & Sánchez Céspedes, 2014

2. JUSTIFICACION PARA LA SOLUCION DEL PROBLEMA

A medida que va avanzando la tecnología y la investigación, se requiere adecuar los bancos a los nuevos requerimientos aplicando conocimientos de ingeniería, para la solución de los problemas propuestos que cumplan con los objetivos.

El banco prototipo, hace parte de un proyecto realizado por estudiantes de ingeniería mecánica en la Universidad Industrial de Santander, el cual ha sido sometido a un proceso continuo de mejoramiento que cumplan con el óptimo funcionamiento del banco.

Dicho lo anterior, se mejoró el diseño de construcción del banco, además de agregar funcionalidad al banco prototipo, utilizando un emulador de cargas hidráulico y un mecanismo para la obtención de variables cinemáticas del banco.

El emulador de cargas hidráulico tiene como función disminuir en un alto porcentaje las cargas de impacto entre bloque viajero y bloque de succión, que repercuten en el dinagrama, y así mejorar el monitoreo de carga- posición del sistema.

En el proceso de estudio de campos petroleros, es importante profundizar mediante prototipos que simulen de manera experimental las condiciones reales del proceso de extracción, para ello es necesario modificar el banco como un medio investigativo para que a futuro no se necesite el transporte de equipo, lo cual es muy complicado y costoso, además de que se necesita mano de obra para dichas

operaciones, siendo todo esto reemplazados por un software y un hardware que tiene el diagnostico continuo del sistema de levantamiento artificial.

Bancos prototipos como estos, son escasos en el ámbito petrolero y son del tipo investigativo para recopilar las variables que afectan a la producción y a la vida útil de las unidades de bombeo mecánica. También el aumento de funcionalidad, permite que el banco se tome en cuenta como practica para la asignatura de Dinámica como fuente de aprendizaje, ya que se recopilan las variables cinemáticas del mecanismo como la velocidad angular y aceleración angular.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander en el campo investigativo del sector industrial de hidrocarburos, mediante la instrumentación y adecuación un banco prototipo emulador de cargas, que permita la obtención de dinagramas a partir de la posición del mecanismo manivela-biela-balancín.

3.1.1 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar y construir un emulador de cargas hidráulico, el cual debe poseer las siguientes características:
 - ✓ Acoplable al banco prototipo existente
 - ✓ Debe tener una carrera máxima de 33 cm.
 - ✓ Aplicar una carga en ascenso de 120 kgf y en una Carga en descenso de 60 kgf (peso).
 - ✓ Velocidad máxima de 13 carreras por minuto (Strokes/min)

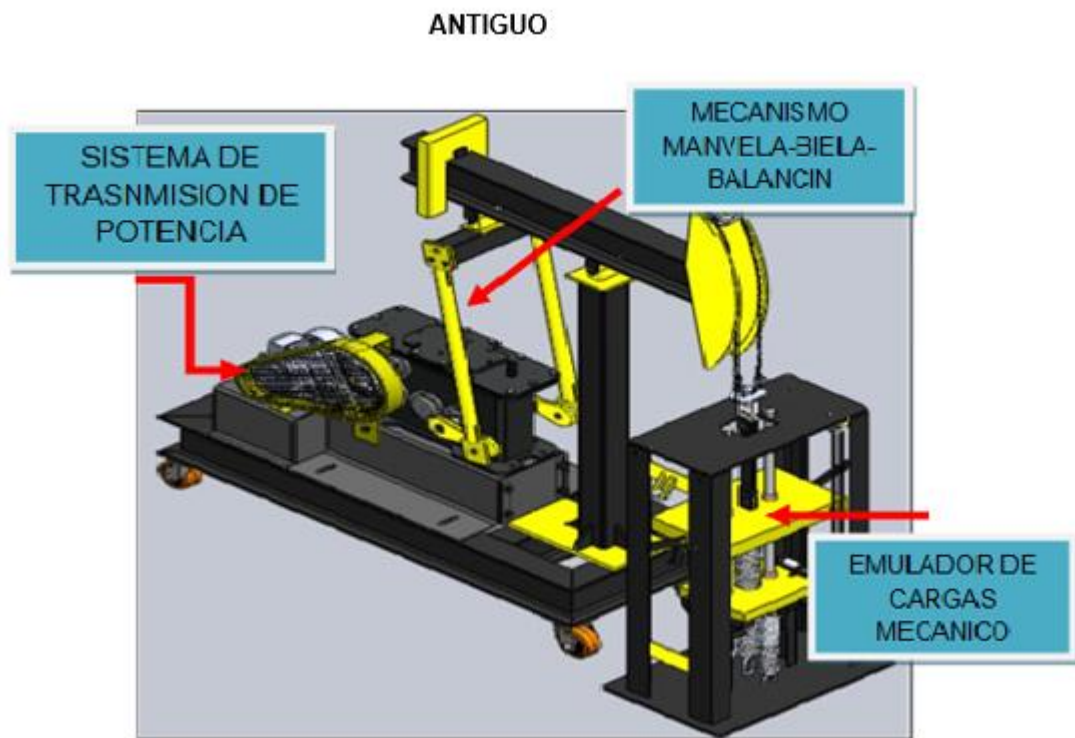
- Montar y adecuar para el mecanismo manivela-biela-balancín del banco existente un sistema de adquisición instantánea de datos, utilizando un dispositivo llamado encoder, con el cual se busca obtener las variables cinemáticas, la posición angular, velocidad angular y la aceleración angular en tiempo real.

- Diseñar y montar sobre el balancín del banco existente, un sistema que genere una perturbación del tipo fricción, con el fin de ocasionar distorsiones (perturbaciones) en el dinagrama de referencia generado por las cargas establecidas en el emulador.

4. SINTESIS: BANCO PROTOTIPO PARA LA OBTENCION DE DINAGRAMAS.

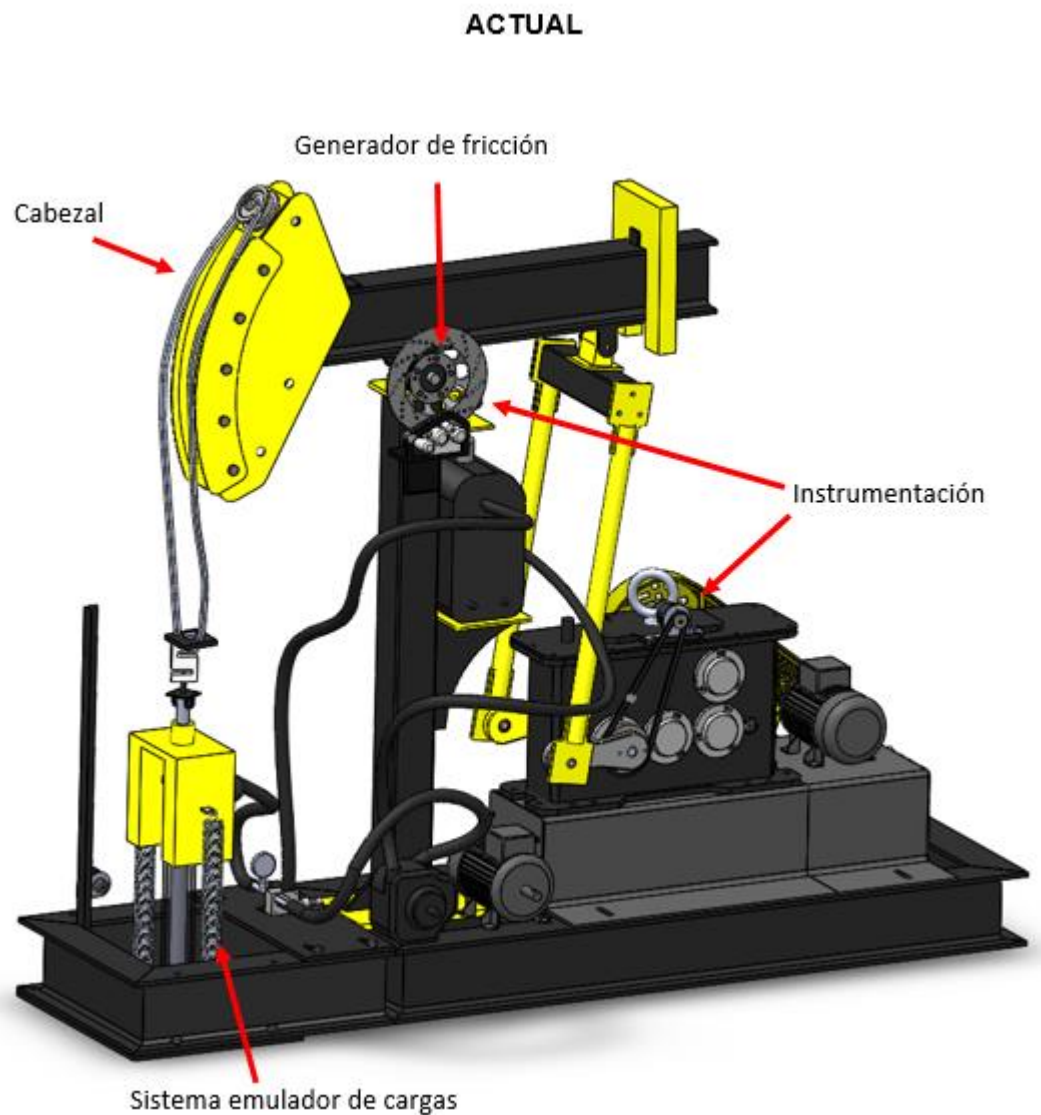
Siguiendo los parámetros establecidos en los objetivos, se realizaron mejoras en el sistema de bombeo mecánico convencional tipo Churchill, desarrollado en un proyecto de grado anterior como prototipo para la obtención de dinagramas (ver figura 8).

Figura 7. Banco prototipo antiguo.



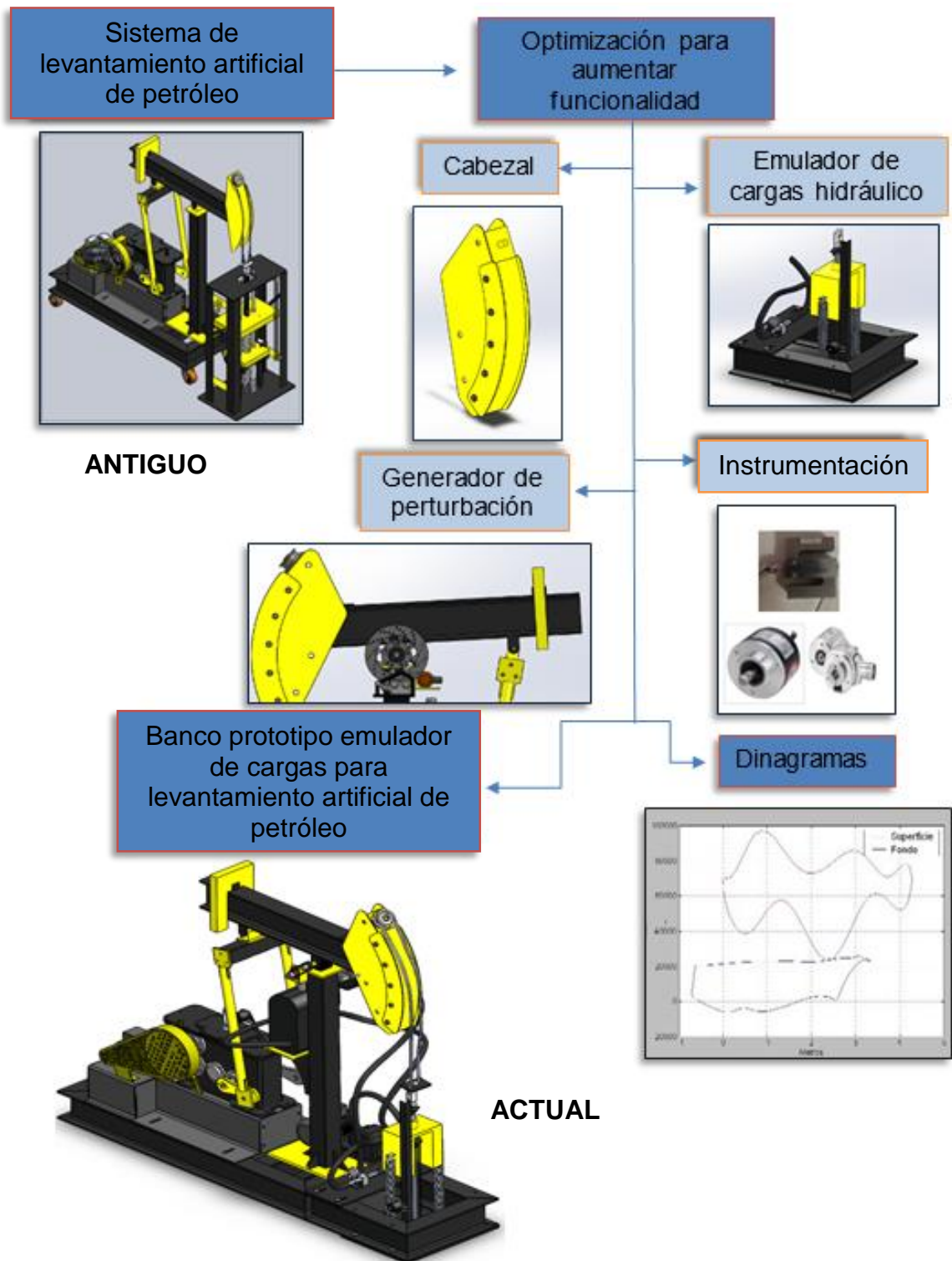
Fuente: Guerrero Fajardo & Sánchez Céspedes, 2014

Figura 8. Sistema emulador de cargas actual.



Dicho lo anterior se optó por optimizar cuatro puntos importantes en el banco prototipo, mejorando características y funcionalidad de cada uno de los elementos. Las principales adecuaciones fueron: emulador de cargas hidráulico, generador de fricción, cabezote y la instrumentación del mecanismo manivela-biela-balancín con encoders para obtener posición, velocidad y aceleración.

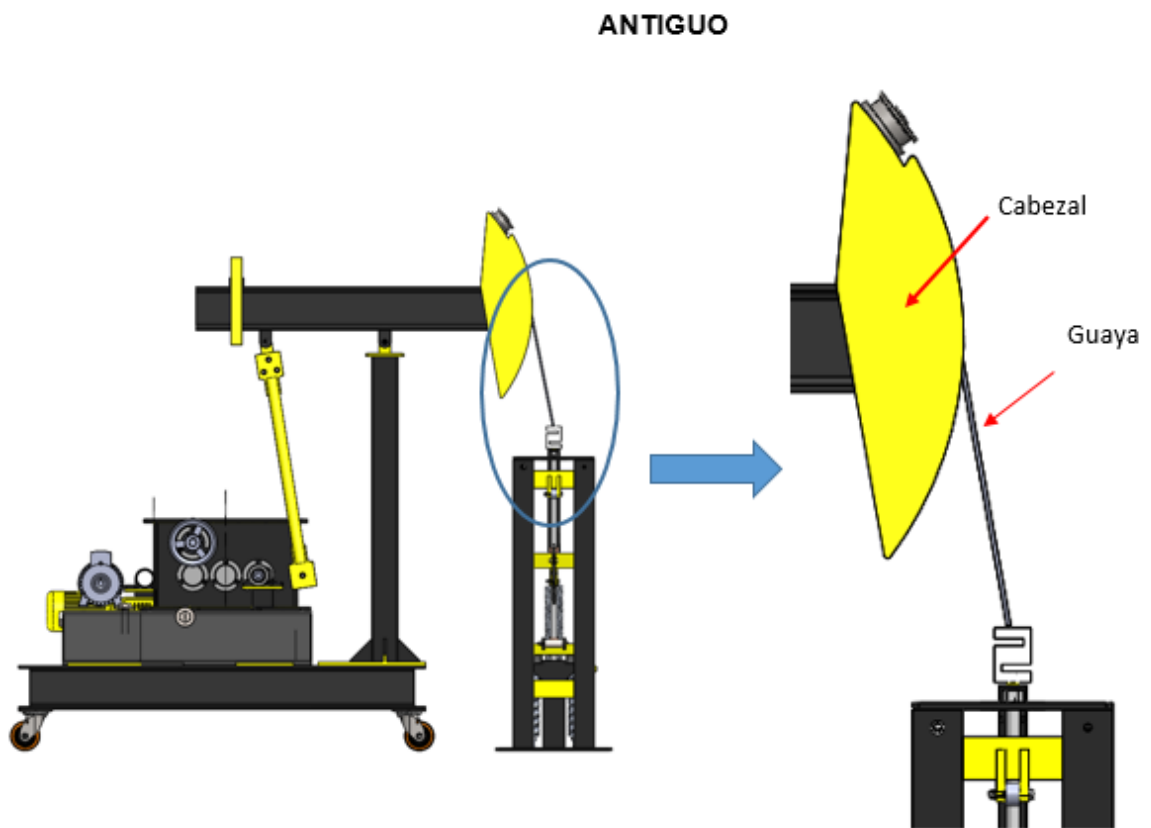
Figura 9. Esquema general del banco emulador de cargas.

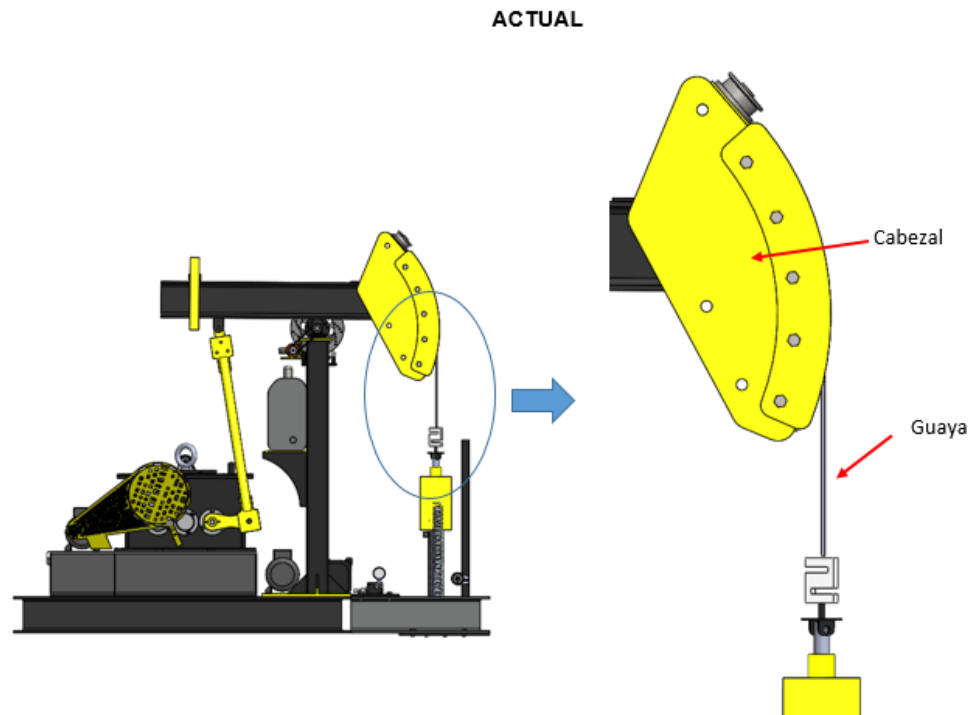


4.1 CABEZAL.

En el proyecto anterior se evidenció que el cabezote no era tangente con respecto al emulador de cargas (ver figura 10), lo que ocasionaba cargas excéntricas en la celda de carga y en el emulador de cargas. Se rediseñó el cabezote para evitar las cargas excéntricas y asegurar la tangencia del mecanismo manivela-biela-balancín con el emulador de cargas.

Figura 10. Tangencia del cabezal antiguo y actual.





Para asegurar la tangencia del mecanismo manivela-biela-balancín con el emulador de cargas, fue necesario diseñar un dispositivo de ensamble de la viga viajera con el cabezal, por lo que se construyó un soporte con corredera. (Ver figura 11).

Figura 11. Dispositivo de ensamble del cabezal con la viga viajera.

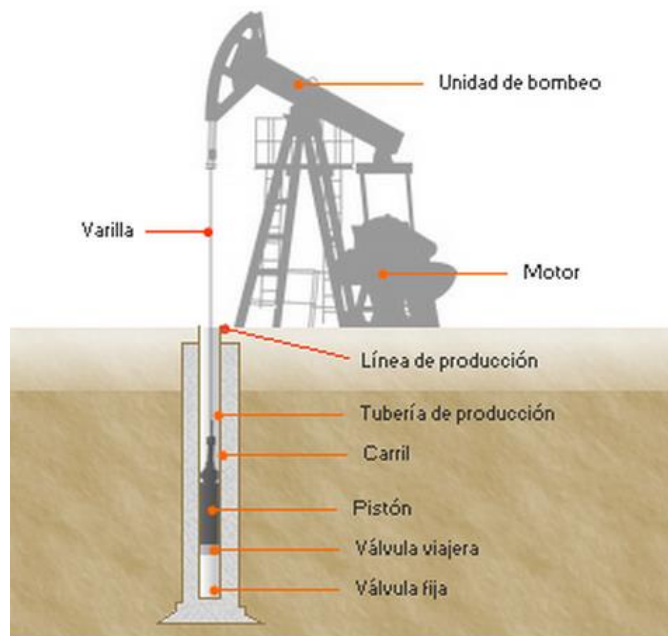


4.2 EMULADOR DE CARGAS HIDRÁULICO.

Una unidad de bombeo real presenta diferentes tipos de cargas, las cuales dependen del movimiento del mecanismo. La carga fija será la sarta de varilla, la cual acompaña la carrera del mecanismo. Otro tipo de carga es aquella generada por el fluido que extrae la unidad.

La bomba de subsuelo está conformada por un pistón, que se desplaza en una carrera específica, y un par de válvulas que permiten la entrada y salida de fluido, según el movimiento del mecanismo.

Figura 12. Componentes de unidad de bombeo mecánico real.

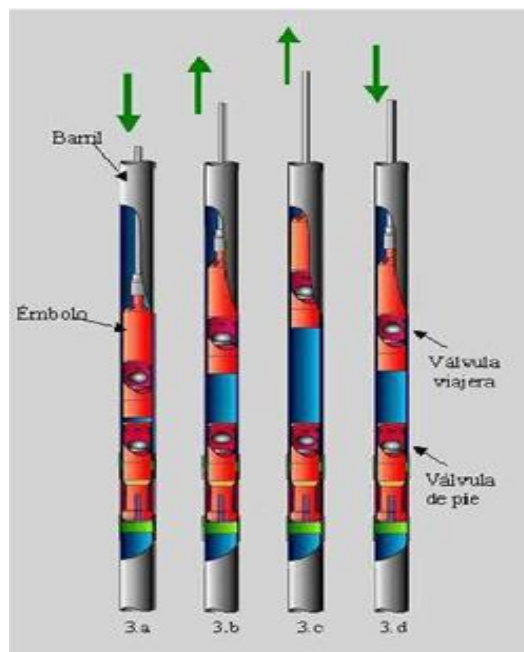


Fuente: http://www.galpennergia.com/ES/agalpennergia/Os-nossos-negocios/Exploracao-Producao/fundamentos-engenharia-petroleo/PublishingImages/esquema_bombeio_mecanico.jpg

A continuación se detalla el funcionamiento de la bomba de subsuelo real. El ciclo de bombeo consta de 4 etapas:

- a) El émbolo se encuentra en el punto muerto inferior, el fluido transita a través de la válvula viajera, y la columna de fluido es soportada por la válvula de pie.
- b) El émbolo empieza a subir arrastrando el fluido por encima de la válvula viajera, en esta etapa se presentan dos fuerzas, el peso de la sarta y el peso de columna del fluido.
- c) Al llegar al punto muerto superior la válvula viajera se cierra, mientras que la de pie se abre completamente.
- d) En el momento que desciende, se presenta como única carga, el peso de la sarta de varillas. La válvula viajera se abre debido a la compresión del fluido en el descenso.

Figura 13. Funcionamiento del bombeo mecánico.

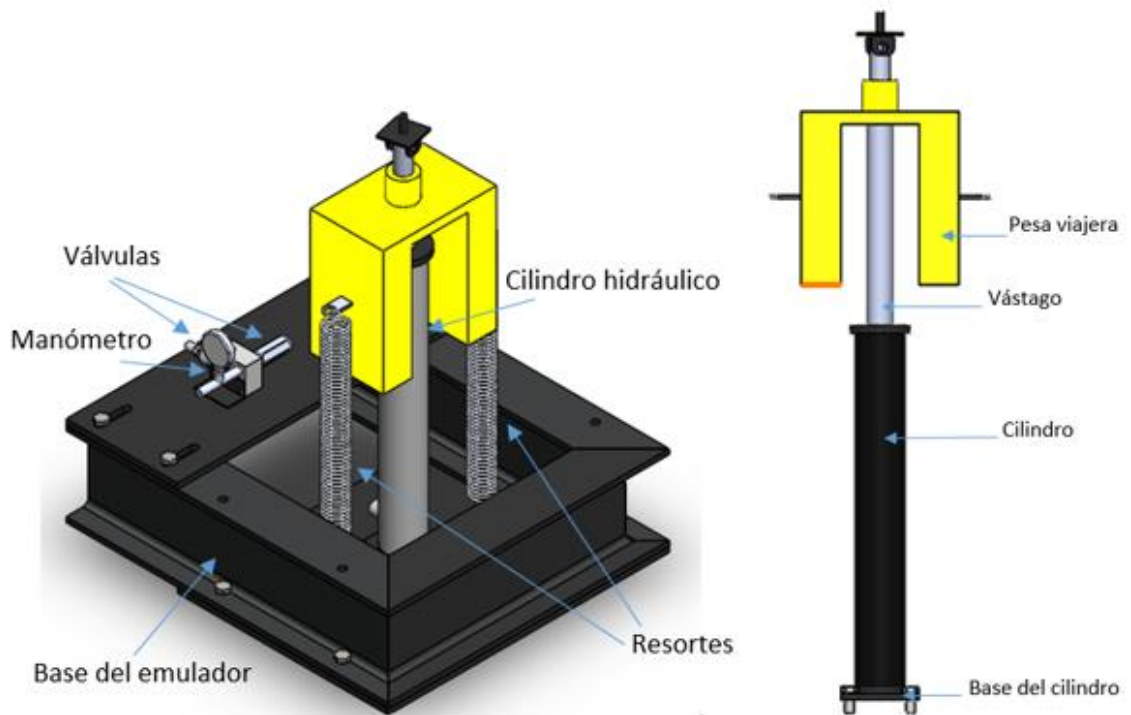


Fuente: <http://es.slideshare.net/gabosocorro/bombeo-mecanico-presentacion>

Con el fin de simular la bomba de subsuelo, se diseñó el emulador de cargas hidráulico, el cual está conformado por una carga fija denominada pesa viajera, un cilindro hidráulico, con una carrera específica, y un juego de válvulas. La pesa viajera acoplada al vástago del cilindro, realiza el mismo trabajo de la sarta de varillas.

Con estos elementos se logra generar las condiciones de operación de una unidad de bombeo real.

Figura 14. Componentes del emulador de cargas hidráulico.



El principal objetivo del emulador de cargas hidráulico es simular el proceso de extracción de un pozo real. A continuación se describen las etapas del emulador de cargas (Ver figura 15 y 16):

- A. en primer lugar el pistón se encuentra en el punto muerto inferior, en este momento el pistón empieza a ascender, desplazando el fluido hacia la válvula de alivio, la cual es tarada a la presión que simula la carga que ejerce la columna de fluido en el sistema. Además se presenta la pesa viajera en todo el trayecto.
- B. Cuando llega al punto muerto superior, todo el fluido de la cámara del cilindro es evacuado al tanque, quedando el sistema únicamente con el peso de la pesa viajera.
- C. La bomba inicia el proceso de llenado del cilindro, debido a que el pistón desciende por efecto de la carga fija
- D. En este momento la cámara del cilindro es llenada por la bomba, dando paso al inicio de la etapa a) nuevamente.

Figura 15. Ascenso del cilindro.

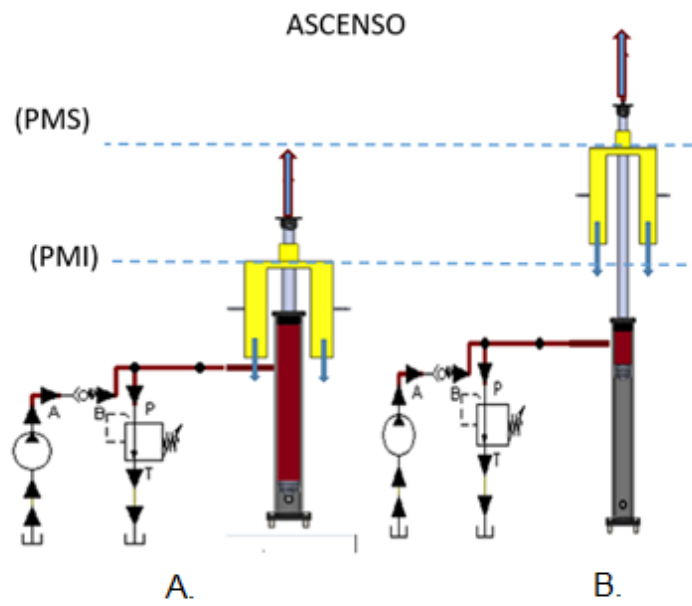
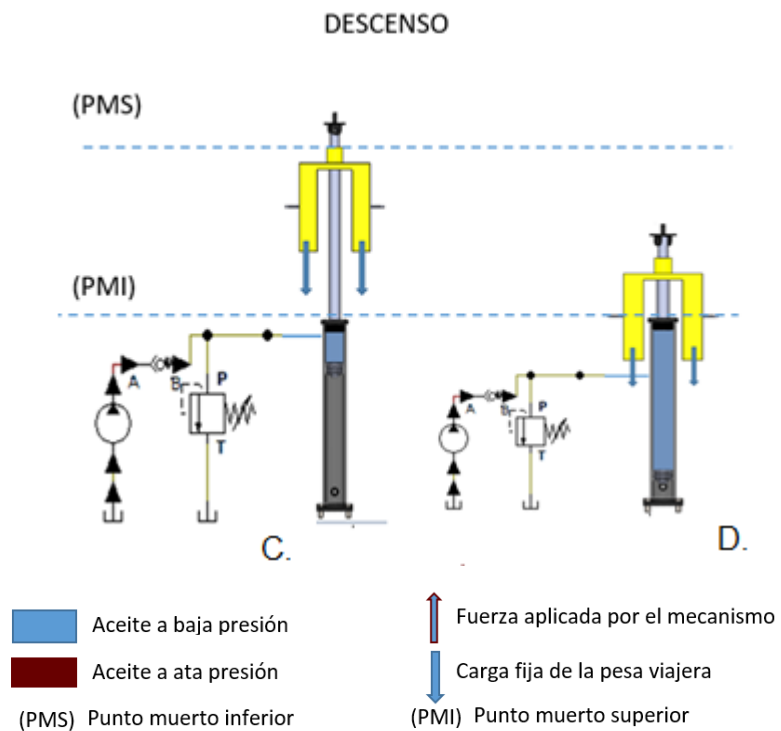
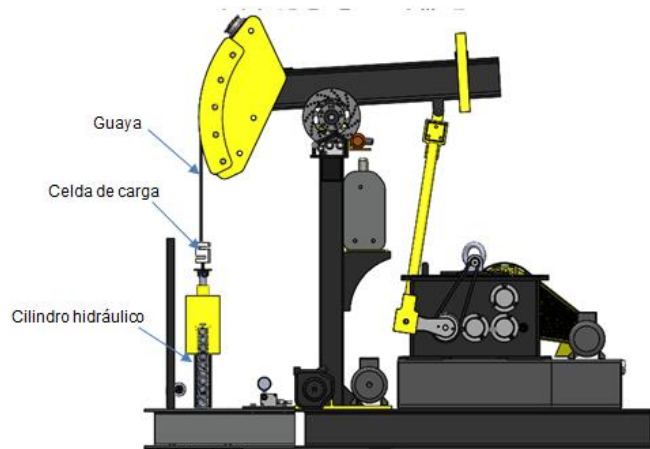


Figura 16. Descenso del cilindro.



Para transmitir la fuerza realizada por el mecanismo manivela-biela-balancín, se engancha entre el cabezal y el vástago del cilindro, una guaya y platinas que sirven de sujeción.

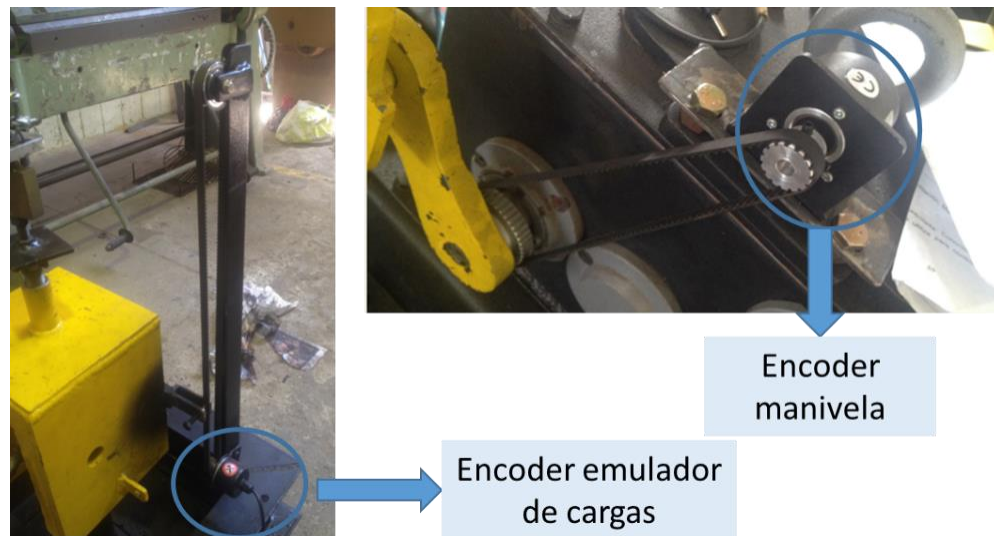
Figura 17. Sujeción guaya y cilindro.



4.3 INSTRUMENTACIÓN PARA TOMA DE DATOS

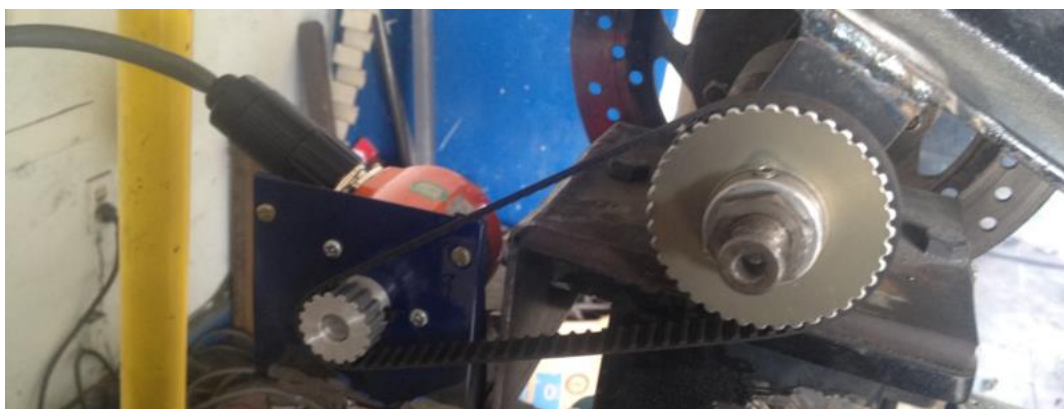
La parte de instrumentación, para adquirir los datos convenientes para la obtención del dinagrama viene dada por la celda de carga tipo S, que se encuentra entre el cabezal y el bloque viajero (ver figura 17). Por otro lado se utilizaron dos encoder incrementales, registrando pulsos por revolución de manera continua. Se instalaron en el emulador de cargas y en la manivela. (Ver figura 18)

Figura 18. Encoders incrementales.



Se utilizó un encoder absoluto en la viga viajera (ver figura 19), con el fin de tener más precisión. Este encoder maneja 12 bits de resolución, equivalente a 4096 divisiones por cada 360 grados.

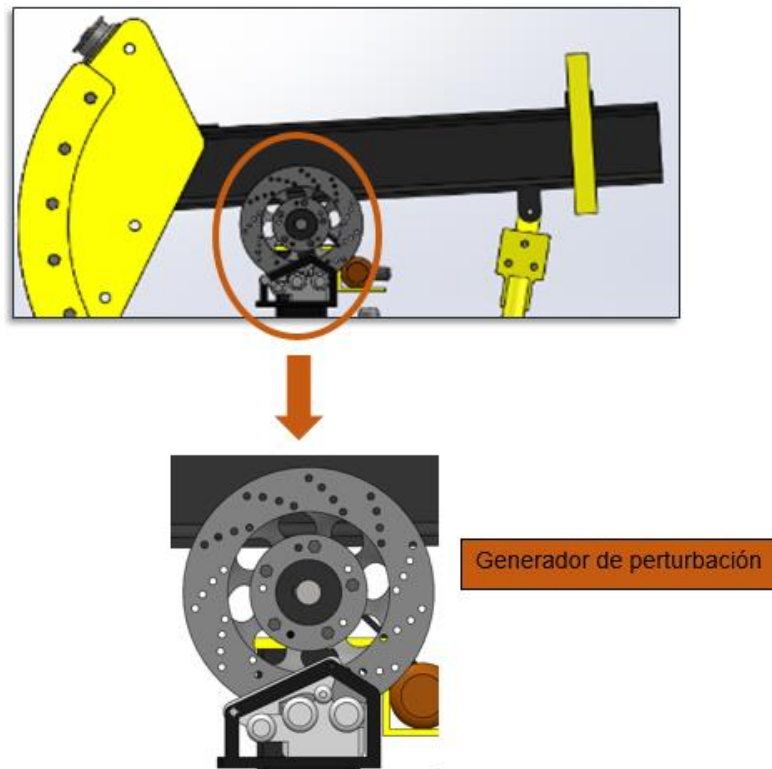
Figura 19. Encoder absoluto.



4.4 GENERADOR DE PERTURBACIÓN

Como el dinamómetro es una herramienta de diagnóstico, se instaló en el banco un sistema de freno hidráulico con el propósito de generar una perturbación tipo fricción en el eje de la viga viajera (ver figura 20). Otra perturbación fueron los resortes, instalados en el bloque viajero.

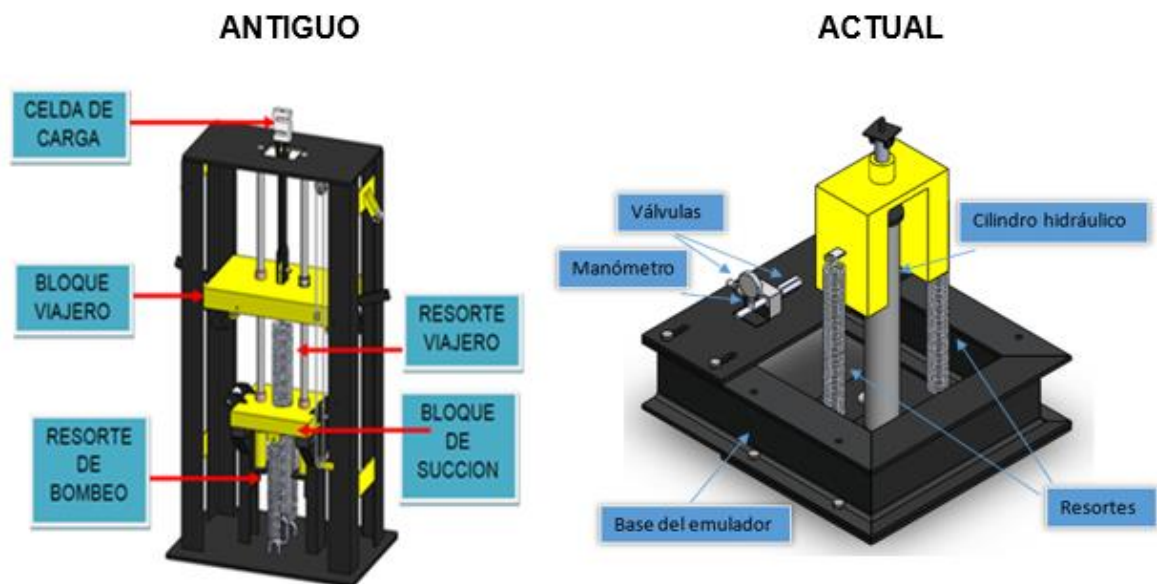
Figura 20. Generador de perturbación.



5. DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL EMULADOR DE CARGAS HIDRAULICO.

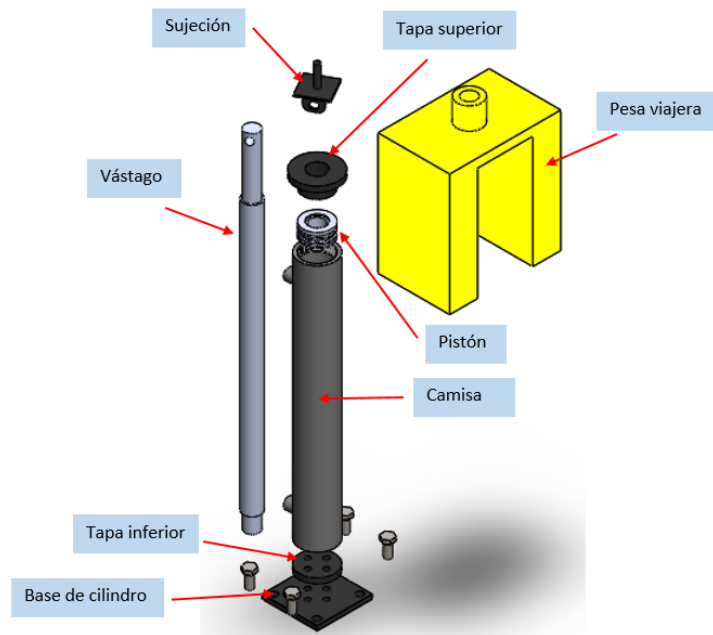
A continuación en este capítulo se darán los detalles que corresponden al rediseño del emulador de cargas, para reducir las cargas de impacto no deseadas, que por consiguiente afectaban en la obtención del dinagrama.

Figura 21. Evolución del emulador de cargas.



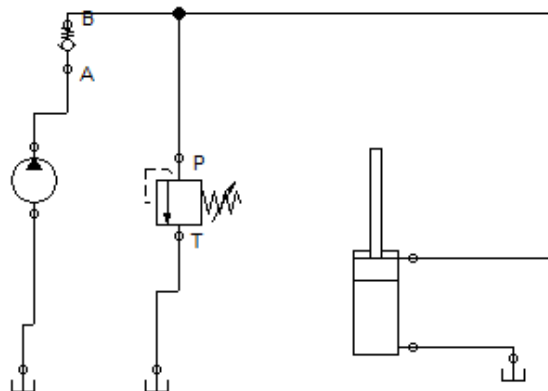
El emulador de cargas consiste principalmente en un cilindro hidráulico capaz de simular las cargas en un pozo real a escala investigativa, con la ayuda de una válvula de alivio que se puede regular a la presión (fuerza) necesaria para simular con éxito el circuito. Dicho cilindro también cuenta con un bloque viajero, ya explicado anteriormente, que simula la sarta de varilla como una carga fija en el banco.

Figura 22. Explosión del cilindro



El principio de funcionamiento del emulador hidráulico, se basa en un circuito hidráulico. El circuito consta de una válvula de alivio, una válvula cheque y una bomba de 3 GPM y 1000 PSI.

Figura 23. Esquema del circuito hidráulico del banco.



5.1 CONSIDERACION PARA EL DISEÑO DEL EMULADOR HIDRAULICO

Los parámetros a considerar, se fijaron en base de las necesidades del sistema emulador de cargas. Se seleccionaron los siguientes ítems:

- Carga máxima que levanta el cilindro hidráulico.
- Carrera que recorre el bloque viajero que será la misma carrera del cilindro.
- Velocidad de carrera total.
- Medidas y dimensiones.

5.1.1 Cilindro hidráulico y sus especificaciones de diseño: Para satisfacer las necesidades expresadas en el proyecto, es necesario diseñar y construir un cilindro hidráulico de un solo vástago y de simple efecto, dicha elección se debe a la restricción de espacio en el emulador de cargas.

5.1.2 Carga que dispone a levantar el banco prototipo: Se especificó una carga máxima de 120 kgf, comprendida entre la pesa viajera y la presión de taraje de la válvula de alivio. La pesa viajera es de acero ASTM A36, con un peso de 60 Kgf, y la presión de taraje genera una fuerza de 60 Kgf en el pistón del cilindro.

5.1.3 Carrera y velocidad del cilindro hidráulico: La carrera del emulador de cargas es de 33 cm, pero como requerimiento de diseño se establece 36 cm de carrera, para manejar un rango de tolerancia entre el punto muerto superior y el punto muerto inferior. Contemplando que la velocidad depende de la transmisión y del balancín se fijó una velocidad de 13 carreras por minuto.

5.1.4 Dimensiones del cilindro: Se define el factor β como una relación entre el área del pistón y el área anular; se expresa en esta fórmula:

$$\beta = \frac{A_p}{A_{anular}} = 1,6 \quad (1)$$

Se estima una presión máxima en el cilindro de 350 psi, dado que es necesario para el cálculo de las áreas del cilindro, esta se tomara como la presión que emula la carga máxima del sistema.

5.1.5 Cálculos de las dimensiones: Se desea conocer las diferentes dimensiones del cilindro, como el diámetro del pistón y del vástago con sus respectivas áreas.

$$A_{anular} = \left(\frac{F_{ascendete}}{P_{max}} \right) = \left(\frac{1177,2}{2413165,0526} \right) = 4,878 \times 10^{-4} m^2 \quad (2)$$

$$A_p = \beta * A_{anular} = 1,6 * 4,878 \times 10^{-5} = 7,805 \times 10^{-4} m^2$$

$$A_v = A_p - A_{anular} = 2,927 \times 10^{-4} m^2 \quad (3)$$

La presión de retroceso del cilindro, se halla con la fuerza descendente y el área anular, equivale a:

$$P_{retroceso} = \frac{F_{descenso}}{A_{anular}} = 1,207 \times 10^6 Pa \quad (4)$$

Es necesario conocer los diámetros tanto del pistón como del vástago, y se hallan con la siguiente ecuación.

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * A_p}{\pi}} = 0,03152m = 31,52mm \quad (5)$$

$$D_v = \sqrt{\frac{4 * A_v}{\pi}} = 0,0193m = 19,3mm \quad (6)$$

Con las dimensiones de los diámetros calculadas anteriormente, se puede observar que las medidas son muy pequeñas para el tamaño del banco. Es por esto que se propone aumentar las dimensiones de los diámetros del pistón y el vástago.

$$D_p = 0,0508m = 2in$$

$$D_v = 0,03175m = 1,25in$$

$$A_p = 0,002027m^2$$

$$A_v = 0,0007917m^2$$

5.1.6 Cálculo de velocidades: El mecanismo se comporta como una función sinoidal, por lo que los periodos de tiempo en la subida y en la bajada son iguales.

$$Tiempo \ de \ subida = \left(\frac{1}{\frac{V}{2}}\right) * 60 = \left(\frac{1}{\frac{13}{2}}\right) * 60 = 2,308 \ seg \quad (7)$$

Dónde: V= 13 SPM. (Strokes per minute)

$$Velocidad \ de \ subida = \frac{L}{tiempo \ de \ subida} = \frac{0,36}{2,308} = 0,156 \ \frac{m}{s}$$

5.1.7 Caudal en el cilindro: Primero se halla el volumen que ocupa el fluido en el cilindro.

$$Volumen_1 = (A_p - A_v) * L = 4,446x10^{-4}m^3 \text{ (8)}$$

Dónde: $Volumen_1$ = es la cámara del área anular del cilindro

Con el $Volumen_1$ y el *tiempo de subida*, se calcula el caudal:

$$Q_1 = \frac{Volumen_1}{tiempo \ de \ subida} = 1,927x10^{-4} \frac{m^3}{s} \text{ (9)}$$
$$Q_1 = 3GPM$$

Q_1 = Caudal del cilindro en la subida.

$$Volumen_2 = A_p * L = 4,446x10^{-4}m^3 \text{ (10)}$$

Donde: $Volumen_2$ = es la parte del área del pistón del cilindro

$$Q_2 = \frac{Volumen_2}{tiempo \ de \ bajada} = 3,162x10^{-4} \frac{m^3}{s} \text{ (11)}$$
$$Q_2 = 5GPM$$

5.1.8 Cálculo del factor de seguridad de la camisa: Para entrar al análisis de la camisa del cilindro, primero hay que clasificarlo como pared gruesa o pared delgada, esto lo define la relación entre el diámetro interno de la camisa y el espesor de la camisa.

$$f = \frac{di}{e} = 15,76 \quad (12)$$

Este valor menor a 40, corresponde a que el cilindro se clasifica de pared gruesa, esto con el fin de calcular el esfuerzo radial y el esfuerzo circunferencial. En la camisa existen dos radios críticos para hallar el esfuerzo circunferencial:

$$r_{\text{externo}} = \frac{Dp + 2 * e}{2} \quad (13)$$

$$r_{\text{interno}} = \frac{Dp}{2} \quad (14)$$

El esfuerzo principal que conviene para el análisis, es el esfuerzo circunferencial, ya que se toma como pared gruesa. Además se halla el esfuerzo radial.

$$\sigma_{\theta} = -P * \left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \right) = 12,6 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$\sigma_r = -P = -0,95313 \text{ Mpa} \quad (16)$$

El material de la camisa es acero SAE 1045, a continuación en la (tabla 1) se ilustran las propiedades mecánicas del material para el cálculo del factor de seguridad:

Tabla 1. Propiedades del acero 1045.

Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

Fuente: Compañía General de Aceros (CIA)

Con el punto de fluencia, se calcula el factor de seguridad:

$$N = \frac{S_Y}{\sigma_\theta} = 32,78 \quad (17)$$

5.1.9 Factor de seguridad del vástago: El material del vástago, al igual que la camisa es SAE 1045, se tiene que la máxima fuerza axial que se aplica al vástago es de 120kgf.

$$\sigma_v = \frac{F}{A_v} = 1,48 \text{ Mpa} \quad (18)$$

Con este valor, se procede al cálculo del factor de seguridad del vástago y se obtiene que $N_v=277,8$.

Además del cálculo del factor de seguridad, se debe asegurar que el vástago no va a fallar por pandeo. En el manual Miller Fluid Power (Miller 2003), se encuentra el diámetro que debe tener el vástago, según la carrera y la fuerza que se aplique (ver tabla 2).

Tabla 2. Diámetros de vástago recomendados por pandeo.

Thrust in lbs.	PISTON ROD DIAMETER																
	5/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	4 1/2"	5"	5 1/2"	7"	8"	9"	10"	
250	43	94	146														
400	37	83	134	186													
700	30	68	118	168	202	275											
1,000	27	60	105	155	190	257	330										
1,400	24	53	92	142	174	244	308	385									
1,800	23	48	82	127	160	230	296	366	440								
2,400	19	45	75	114	145	213	281	347	415	488							
3,200	16	41	67	103	130	194	261	329	400	461							
4,000	13	38	63	94	119	175	240	310	378	446							
5,000	9	34	60	87	110	163	225	289	360	426	494						
6,000	5	30	56	82	102	152	208	274	342	410	476						
8,000	5	26	50	76	93	137	188	245	310	375	447						
10,000	4	21	45	70	89	125	172	222	279	349	412	482					
12,000	3	17	41	65	84	118	155	210	269	326	388	454					
16,000		9	34	57	75	110	142	188	235	292	350	420					
20,000		8	28	52	68	103	136	172	218	270	326	385					
30,000		6	12	39	55	87	120	156	189	230	285	330					
40,000			11	22	43	74	108	142	177	210	248	294					
50,000			9	15	30	66	96	130	165	200	234	269	408				
60,000				14	18	57	88	119	154	190	225	256	304				
80,000				12	16	36	71	104	137	170	204	240	306				
100,000					14	22	57	90	120	154	189	222	324	400			
120,000					12	21	45	77	108	140	175	207	313	377			
140,000						19	27	64	98	128	160	194	301	365			
160,000						17	25	47	86	118	148	182	279	350	421		
200,000						14	23	31	67	98	131	161	250	330	402		
250,000							19	28	36	72	109	141	236	301	375		
300,000								25	34	42	86	120	212	281	351	420	
350,000								22	31	39	52	100	195	261	328	396	
400,000									19	37	45	77	182	241	309	374	
500,000										32	41	49	152	212	274	341	
600,000											37	45	114	183	247	310	
700,000											32	41	70	162	221	280	
800,000												37	63	118	197	260	
900,000													60	82	168	237	
1,000,000														57	73	115	212
1,200,000														51	68	84	170
1,400,000														45	62	79	105
1,600,000															57	74	91
1,800,000																70	86
2,000,000																65	82

Fuente: Miller fluid power.

Como se puede observar en la (tabla 2), el fabricante recomienda un diámetro de 5/8" para el vástago.

5.1.10 Análisis cae de la camisa: Al realizar el análisis CAE de la camisa, se estimaron valores aproximados a las condiciones reales en las que va a trabajar el banco (ver tabla 3), dicho lo anterior se estableció una presión de 138.23 psi, y como sujeción se toma la cara inferior de la camisa (ver tabla 4).

Tabla 3. Propiedades del material de la camisa.

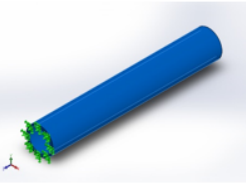
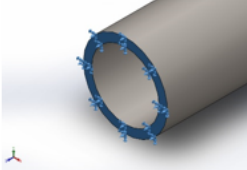
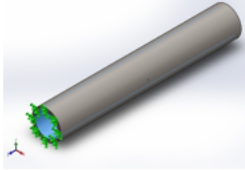
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: SAE 1045 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 4.13e+008 N/m² Límite de tracción: 6.55e+008 N/m² Módulo elástico: 2e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.3 Densidad: 7850 kg/m³ Módulo cortante: 8e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1.15e-005 /Kelvin</p>	Sólido 1(Saliente-Extruir1)(Pieza6)

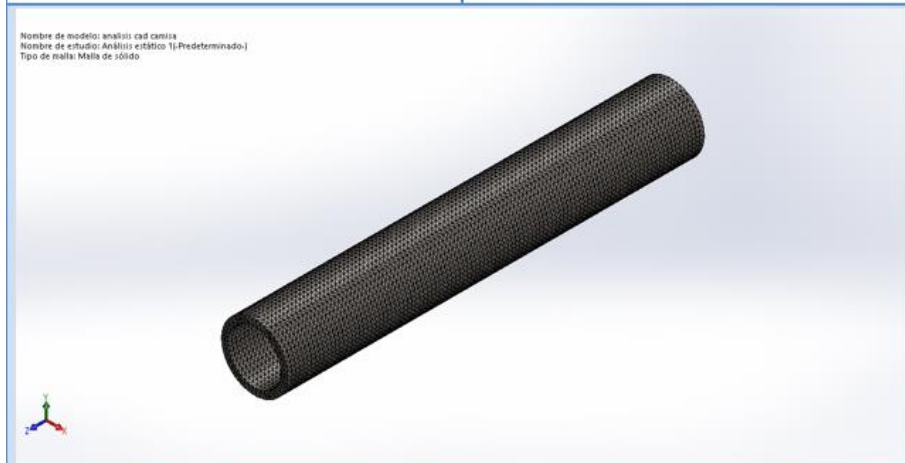
Tabla 4. Cargas y sujeciones de la camisa.

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		<p>Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija</p>
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Presión-1		<p>Entidades: 1 cara(s) Tipo: Normal a cara seleccionada Valor: 138.239 Unidades: psi Ángulo de fase: 0 Unidades: deg</p>

Para la simulación en el software, es necesario crear una malla, para aplicar el método de elementos finitos, entre más fina sea la malla mejor será su precisión (ver tabla 5).

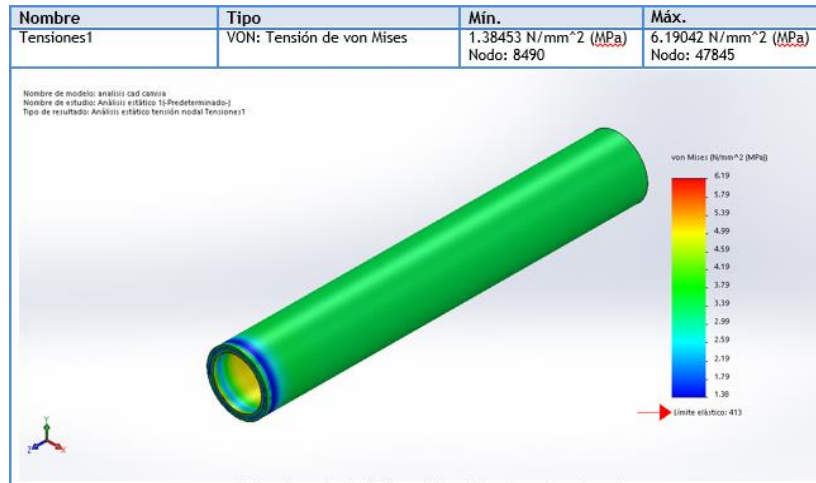
Tabla 5. Malla de la camisa.

Número total de nodos	95161
Número total de elementos	56566
Cociente máximo de aspecto	3.9762
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06



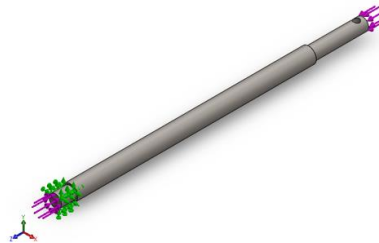
Ejecutando el análisis se observa que la camisa presenta un esfuerzo igual a 4.6 Mpa (ver tabla 6), igualmente presentando como máximo esfuerzo 6.19 Mpa, debido a condiciones de apoyo.

Tabla 6. Esfuerzo en la camisa.



5.1.11 Análisis cae del vástago: El vástago se somete a prueba de compresión, y se establece una fuerza crítica de 120 kgf, así mismo el vástago es soportado en la zona verde, como se muestra en la (figura 24).

Figura 24. Sujeciones y cargas del vástago.



Al igual que todos los estudios, se realiza una malla.

Tabla 7. Malla del vástago.

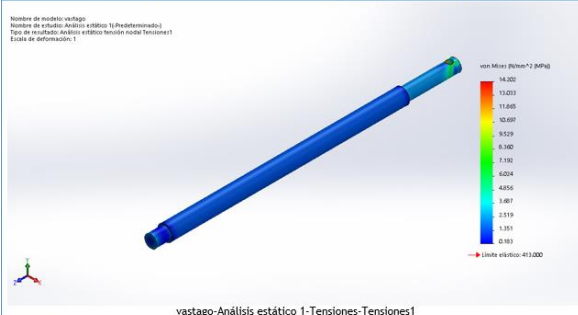
Número total de nodos	31511
Número total de elementos	20244
Cociente máximo de aspecto	6.552
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99.8
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02



Observando la (Tabla 8), se puede observar que la distribución del esfuerzo es alrededor de 1.48 Mpa. El factor de seguridad, será igual para ambos métodos de cálculo.

Tabla 8. Distribución de esfuerzos en el vástago.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.182707 N/mm ² (MPa) Nodo: 31165	14.2016 N/mm ² (MPa) Nodo: 10

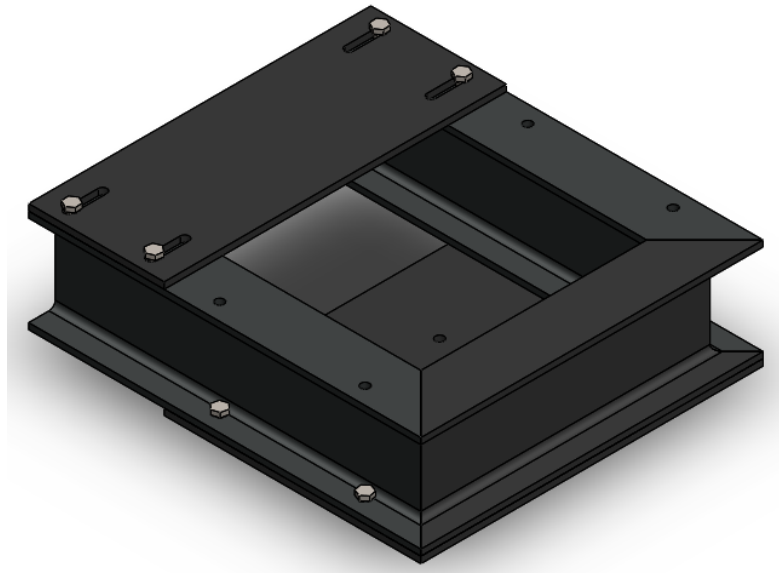


5.2 DISEÑO Y ANALISIS DE LA BASE DEL EMULADOR

5.2.1 Diseño de la base: El diseño de la base del emulador hidráulico, se basó en una estructura que quede solidaria con la base del banco, obteniendo facilidad en

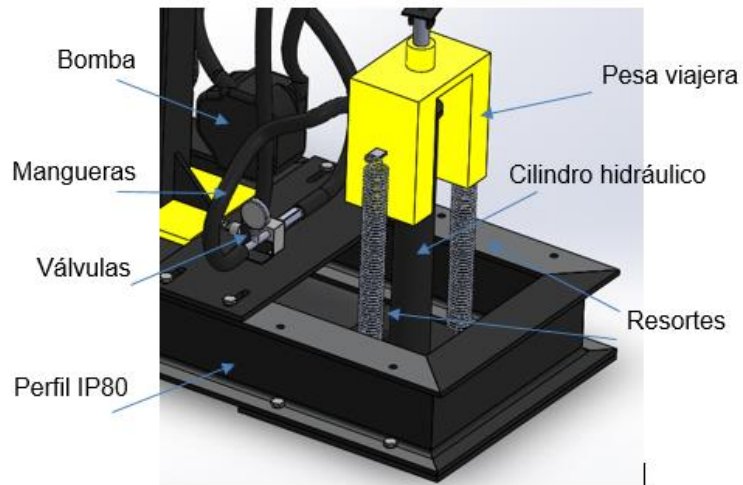
el transporte del banco. Se optó por utilizar perfiles en I de acero DIN IPE 80 para su construcción.

Figura 25. Diseño de base del emulador



La base a su vez tiene 2 láminas de $\frac{3}{4}$ de espesor en acero ASTM A36, soldadas para el fácil ensamble del cilindro hidráulico, válvula de alivio y válvula cheque (ver figura 26).

Figura 26. Base emulador hidráulico.



Como se puede observar en la (figura 26), se diseñó y construyó una base que sostiene el cilindro hidráulico y las válvulas hidráulicas del sistema. Se muestra las características del perfil IPE, utilizado para la construcción de la base del emulador (ver tabla 9).

Tabla 9. Perfiles IPE.

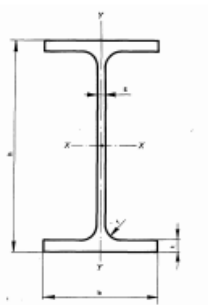


Tabla 2-2 Perfiles IPE - Medidas, masas y datos de sección

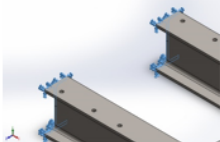
Designación del perfil	Medidas mm					A cm ²	m Kg/m	Momento de inercia cm ⁴		Módulo resistente cm ³		Radio de giro cm		Superficie	
	h	b	s	t	r			I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y	m ² /m	m ² /t
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	7,64	6,0	80,1	8,49	20,0	3,69	3,24	1,05	0,328	
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	10,3	8,1	171	15,9	34,2	5,79	4,07	1,24	0,400	49,33
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	13,2	10,4	316	27,7	53,0	8,65	4,90	1,45	0,475	45,82

Fuente: Hierros Santander

Después de haber seleccionado el perfil, se procedió a especificar las dimensiones de la base, **longitud 575mm y ancho 500mm.**

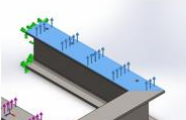
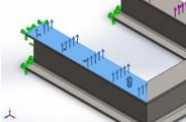
5.2.2 Análisis cae de la base: Para las sujeciones de la base, se fijan las caras en donde se van a soldar con el banco, como sujeciones fijas. (Ver tabla 10)

Tabla 10. Sujeciones base emulador.

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija

Se localizan las cargas máximas del cilindro hidráulico en los perfiles laterales de la base, esta fuerza tiene el valor de 120Kgf en dirección Y+, debido a que la mayor fuerza se presenta cuando el mecanismo se mueve de PMI al PMS. (Ver tabla 11)

Tabla 11. Cargas en la base.

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: -60 kgf
Fuerza-3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: -60 kgf

Realizando el mallado de la base, se obtienen 39903 nodos y 20234 elementos (ver figura 27).

Figura 27. Malla de la base.

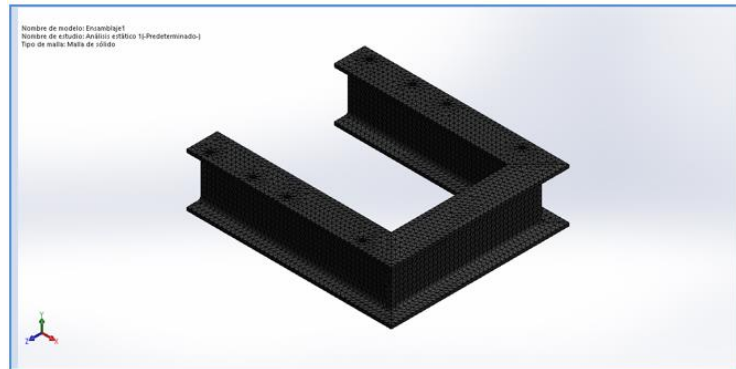
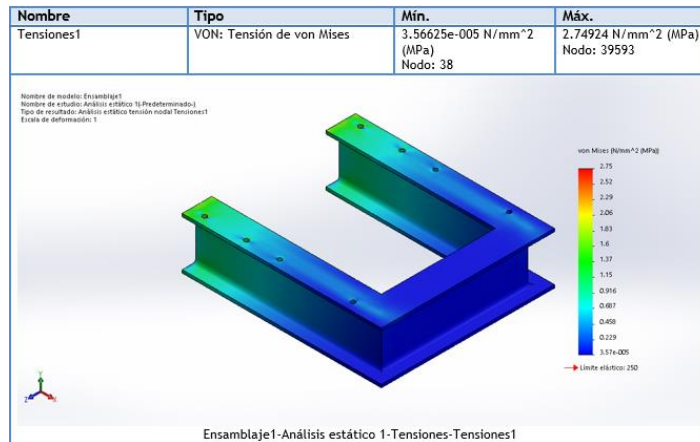


Tabla 12. Distribución de esfuerzos de la base.



Como se puede observar en la (tabla 12), no hay punto crítico en la estructura, debido a que el máximo esfuerzo que presenta es 2.75 Mpa.

5.3 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO

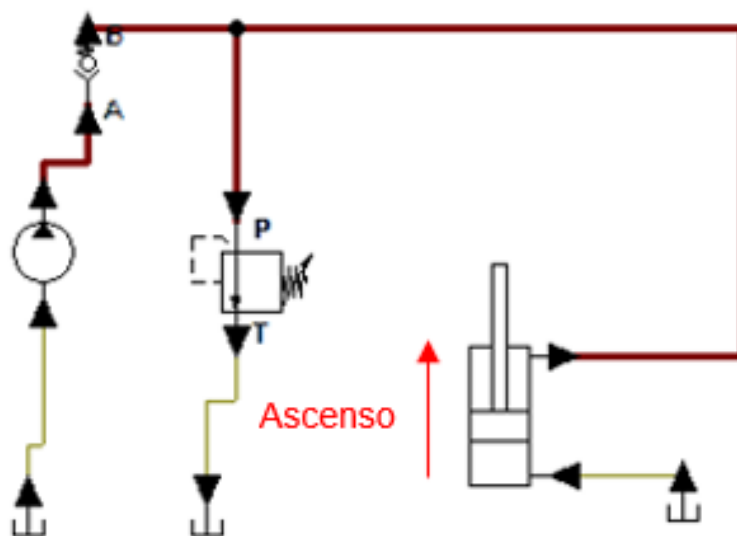
Los movimientos de ascenso y descenso, son realizados por el sistema manivela-biela-balancín. El diseño del circuito hidráulico, lo conforman una válvula de alivio, cheque, tanque y cilindro.

5.3.1 Funcionamiento del circuito hidráulico:

- **MOVIMIENTO EN EL ASCENSO DEL CILINDRO:**

Cuando el cilindro se encuentra en movimiento ascendente, la fuerza debe ser la necesaria para subir el peso de la sarta de varillas y la presión tarada en la válvula de alivio, la fuerza neta de ascenso es 120 Kgf.

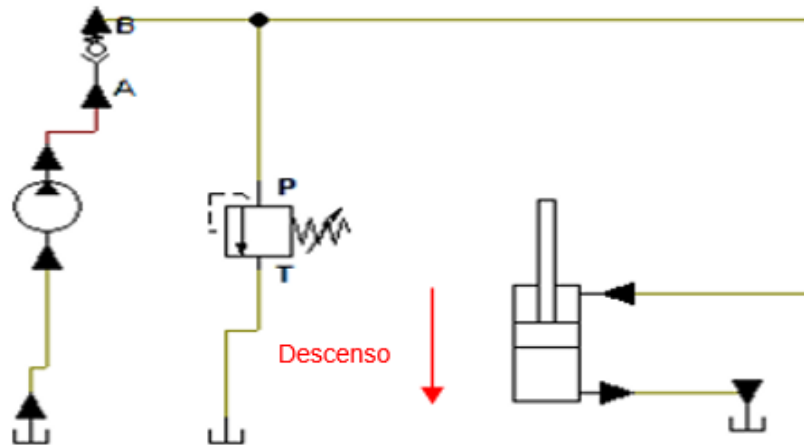
Figura 28. Circuito hidráulico en ascenso.



- **MOVIMIENTO EN EL DESCENSO DEL CILINDRO**

Cuando el cilindro hidráulico empieza su carrera de descenso, el mecanismo manivela-biela-balancín deja de tener acción, debido a que la guaya no trabaja a compresión, quedando como única carga la pesa viajera.

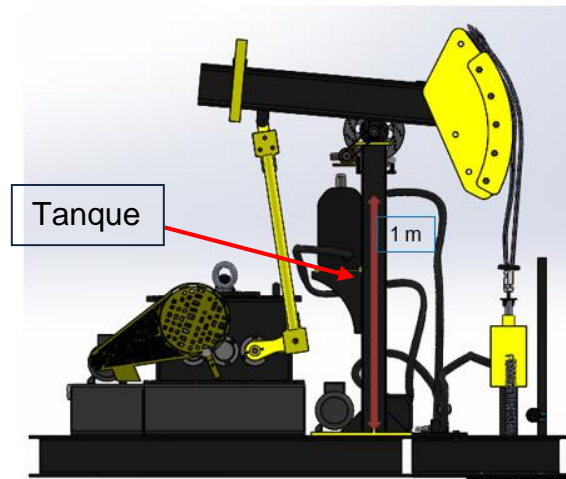
Figura 29. Circuito hidráulico en descenso.



5.4 SELECCIÓN DE ELEMENTOS PARA EL CIRCUITO HIDRAULICO

5.4.1 Diseño del tanque: El tanque se diseñó de tal manera que fuera estético para el banco prototipo, es por esto, que se diseñó de tal manera que fuera posible instalarlo a 1 metro de altura, unido a la viga soporte del banco.

Figura 30. Posición del tanque.



Debido a que el tanque es visible en el banco, se estableció que se debía diseñar estéticamente agradable, entonces se diseñó de la siguiente forma. (Ver figura 31)

Figura 31. Diseño del tanque.



El tanque tiene una **capacidad total de 2.4 galones**. Se fabricó con acero **ASTM A36** de **calibre de 2mm**. Para el diseño del tanque, se tuvo en cuenta los siguientes elementos:

- Filtro de aceite
- 2 salidas de 1/4 NPT
- 1 salida de 1/2 NPT
- Tapa
- Medidor de aceite
- Medidor de temperatura

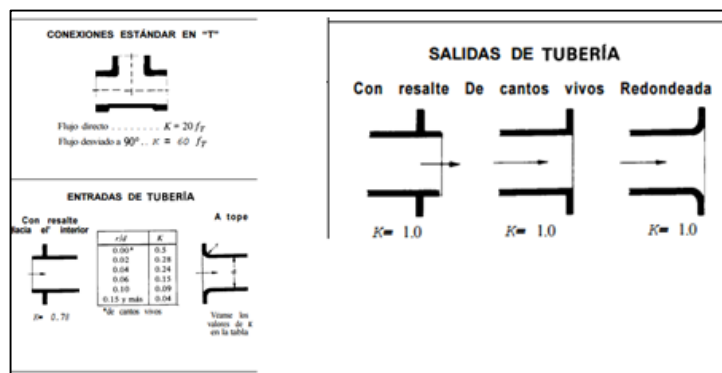
5.4.2 Cálculo de la presión de taraje de la válvula de seguridad: Es necesario garantizar que el sistema va a simular una fuerza de 120 Kgf en el ascenso, es por esto que se debe calcular la presión de taraje de la válvula de seguridad.

Las pérdidas ejercidas por codos, reducciones y salidas son llamadas pérdidas menores¹, y estas se hallan a partir de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_l = K_L * \rho * \frac{V^2}{2} \quad (24)$$

Dónde: K_L : Es la suma algebraica de los factores K de pérdidas en los accesorios

Figura 32. Factores de pérdidas menores en accesorios.



Fuente: (CRANE)

¹ CRANE. Propiedades físicas de algunos fluidos y características de flujo en válvulas, accesorios y tuberías.

Se requiere conocer el factor de fricción para flujo laminar, el cual se calcula con la siguiente ecuación:

$$f = \frac{64\mu}{\rho D V_{prom}} \quad (25)$$

Dónde: ρ : Es la densidad del aceite hidráulico (ver tabla 13).

μ : Es la viscosidad dinámica del aceite hidráulico (tabla 14).

D: diámetro de la manguera.

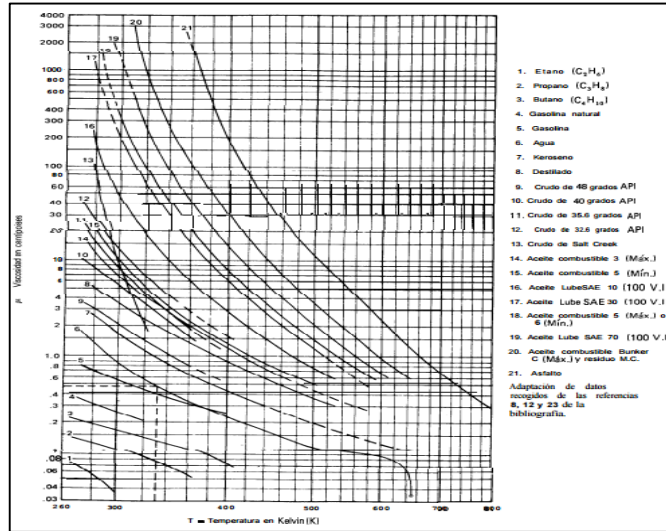
V_{prom} : Velocidad promedio en la línea de ascenso del circuito

Tabla 13. Propiedades del aceite hidráulico.

Líquido	Peso específico		Densidad		Tensión superficial		Presión de vapor	
	γ		ρ		σ		P_v	
	lb/ft ³	N/m ³	slugs/ft ³	kg/m ³	lb/ft	N/m	psia	kPa
Alcohol etílico	49.3	7 744	1.53	789	0.0015	0.022	-	-
Benceno	56.2	8 828	1.75	902	0.0020	0.029	1.50	10.3
Tetracloruro de carbono	99.5	15 629	3.09	1 593	0.0018	0.026	12.50	86.2
Gasolina	42.4	6 660	1.32	680	-	-	-	-
Glicerina	78.6	12 346	2.44	1 258	0.0043	0.063	2×10^{-6}	1.4×10^{-5}
Queroseno	50.5	7 933	1.57	809	0.0017	0.025	-	-
Mercurio	845.5	132 800	26.29	13 550	0.032	0.467	2.31×10^{-5}	1.59×10
Aceite SAE 10	57.4	9 016	1.78	917	0.0025	0.036	-	-
Aceite SAE 30	57.4	9 016	1.78	917	0.0024	0.035	-	-
Trementina	54.3	8 529	1.69	871	0.0018	0.026	7.7×10^{-3}	5.31×10^{-2}
Agua	62.4	9 790	1.94	998	0.0050	0.073	0.34	2.34

Fuente: http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/cramirez/documentos/MF_Propiedades_fluidos.pdf

Tabla 14. Tabla de viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo.



Fuente: (CRANE) 1992

Reemplazando los valores en la ecuación 24, las pérdidas menores son:

$$K_L = 86,33$$

$$\Delta P_1 = 963,2 \text{ pa} = 0,14 \text{ psi}$$

Se calculan las pérdidas en la tubería del circuito, con la siguiente fórmula de pérdidas de presión para flujos internos completamente desarrollados².

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho V_{prom}^2}{2} \quad (26)$$

Dónde: L = es la longitud de la tubería

f = Factor de fricción.

² CENGEL. Op. Cit., p. 329.

La longitud de la manguera en la línea de ascenso, es de 1,7 m, reemplazando en la ecuación 26. $\Delta P_2 = 0,61 \text{ psi}$. Se calcula la presión de taraje de la válvula:

$$P_T = P_1 - \Delta P_1 - \Delta P_2 \text{ (27)}$$

$$P_T = 137 \text{ psi} .$$

Dónde: P_1 = Es la presión ejercida por la fuerza de 120Kgf en el cilindro hidráulico

5.4.3 Selección de válvulas: Se seleccionaron una válvula de alivio y una cheque, con capacidad para 3GPM y bajas presiones.

Figura 33.Válvulas.



Válvula de alivio



Válvula cheque

5.4.4 Selección de bomba: Se seleccionó una bomba de precarga, buscando la economía y fácil adaptación al banco. Se escogió una bomba con una presión máxima a entregar de 1000 PSI y un caudal de 3GPM. Esta bomba cumple con lo necesario, puesto que no se necesita grandes presiones en el sistema, solo un caudal constante para el llenado.

Figura 34. Bomba acoplada al banco prototipo.



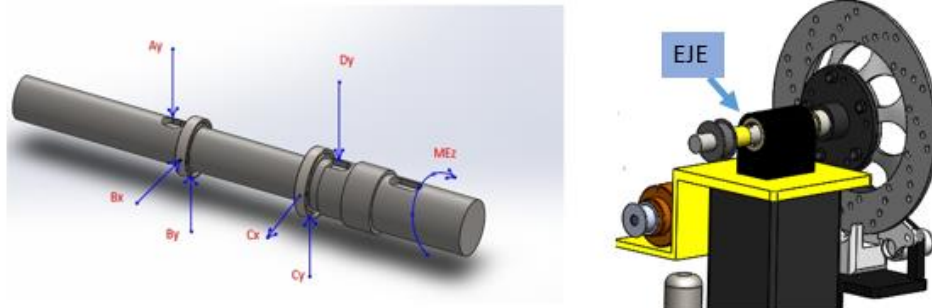
6. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL EJE Y SUS COMPONENTES.

El diseño del eje, es una parte muy importante del proyecto, que va a estar ubicado en el soporte de la viga viajera, el eje va a llevar varios elementos del proyecto, como lo son:

- Polea dentada para la adquisición de velocidad y aceleración angular en los encoders.
- Freno de disco para simulación de alguna perturbación en el sistema

A continuación, se estiman las fuerzas y momentos que van a actuar sobre el eje.

Figura 35. Análisis estático del eje y ubicación.

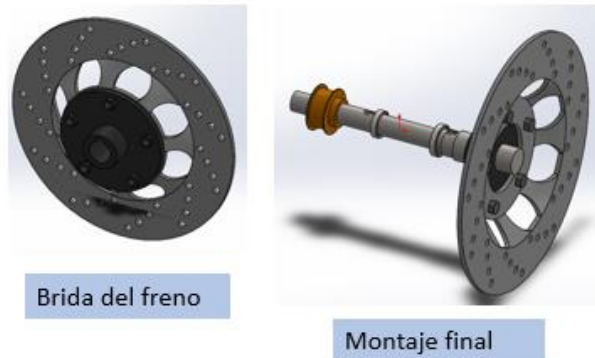


6.1 SELECCIÓN DEL FRENO DE DISCO

Se seleccionó un freno de disco como sistema para crear la perturbación tipo fricción en el sistema, debido a que es de fácil montaje sobre un eje y de fácil acceso en el mercado. Se especificó que el momento necesario para crear la perturbación era de 500 lb-in.

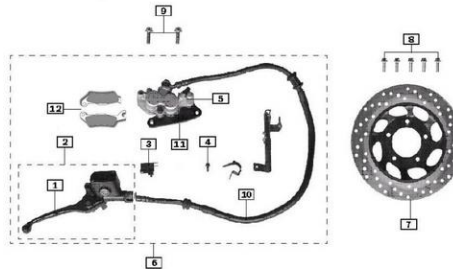
Para el montaje del disco del freno al eje, fue necesario diseñar y construir una brida con cuñero para transmitir movimiento al eje.

Figura 36. Brida y montaje del disco de freno.



A continuación se muestran todas las partes que componen el freno de disco. (Ver figura 37)

Figura 37. Partes del freno de disco.



Ref	Codigo	EAN	Descripción	Cantidad
F-11-1	72310-G272P-0000	7701023734738	Manigueta Freno Del 125W Rp	1
F-11-2	53012-G272P-0000	7701023734905	Bomba Freno Del 125W Rp	1
F-11-3	291500034-0001	7701023868723	Swiche Freno Del 110S/125R Rp	1
F-11-4	380140001-0004	7701023648400	Tornillo Camp M6x12 Zinc Rp	1
F-11-5	53014-G272P-0000	7701023734912	Caliper Freno Del Cto 125W Rp	1
F-11-6	53000-G272P-0000	7701023734196	Sistema Freno Del Cto 1254W Rp	1
F-11-7	53001-G272P-0000	7701023734547	Disco Freno Del 125W Rp	1
F-11-8	380070012-0001	7701023856065	Tornillo Hex M6x20 Zinc Rp	5
F-11-9	380140093-0002	7701023882200	Tornillo Camp M8x30 Zinc Rp	2
F-11-10	53002-G272P-0000	7701023734202	Manguera Freno Del 125 W Rp	1
F-11-11	53077-G272P-0000	7701023734219	Soporte Caliper 125W Rp	1
F-11-12	29173000W-0001	7701023902007	Jgo Pastilla Fren 125W Rp	1

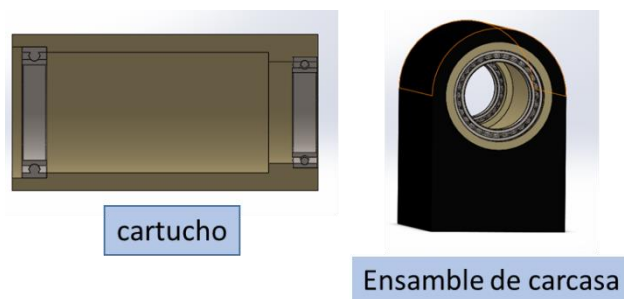
Fuente:

https://docs.google.com/viewerng/viewer?url=http://www.aktmotos.com/sites/default/files/motos/catalogos/manuales/catalogo_de_partes_ak_125w_flex_2009_.pdf

6.2 SELECCIÓN DE APOYO DE LA VIGA VIAJERA

Se diseñó y construyó un cartucho con tolerancia metal-metal, para un ajuste forzado entre la carcasa y el cartucho. El material con el cual se realizó este cartucho fue Duralon, este posee un fácil mecanizado.

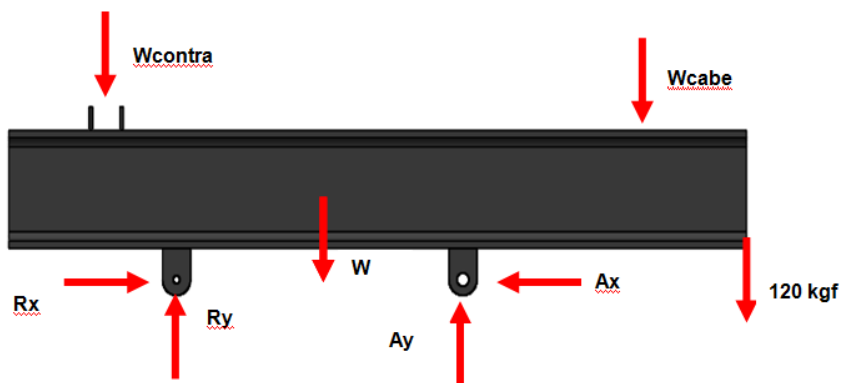
Figura 38. Cartucho y carcasa para montaje del eje.



6.3 ANALISIS ESTATICO EN EL EJE

Se necesita trasladar las fuerzas desde la viga viajera hasta las pestañas, donde va situado el eje, por lo tanto se tiene que:

Figura 39. Distribución de cargas en la viga viajera.



Los valores de los pesos de cada componente tanto del cabezote, de la viga viajera y del contra peso, fueron rectificadas con la herramienta de diseño (SolidWorks); **Wcontra= 20 kgf, W=22.6 kgf y Wcabe=16.2 kgf.**

La fuerza R resultante, posee dos componentes al igual que las pestañas, con la ayuda de SolidWorks, se midió el ángulo que forma la fuerza R con respecto a la horizontal, cuyo valor llamando ángulo β es de $77,36^\circ$.

$$Ay - 120 + Ry - W - Wcontra - Wcabe = 0$$

$$Ry = R * \sin 77,36$$

Se hace momentos en el punto de apoyo A.

$$\sum M_A = (-120 * 0.436) - (Wcabe * 0.436) + (W * 0.121) + (Ry * 0.41) + (Wcontra * 0.511) = 0$$

Resulta siendo un sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas, se resuelve y se halla la componente Ry y Oy .

$$R = 148,8 \text{ kgf}$$

$$Ry = R * \sin 77.36^\circ = 145.19 \text{ kgf}$$

$$Oy = 354 \text{ kgf}$$

Las fuerzas son iguales, es decir, que $C=B$; $C_y=B_y$, $C_x=B_x$. Entendiendo esto, existe una fuerza total que se le llamara F_{total} .

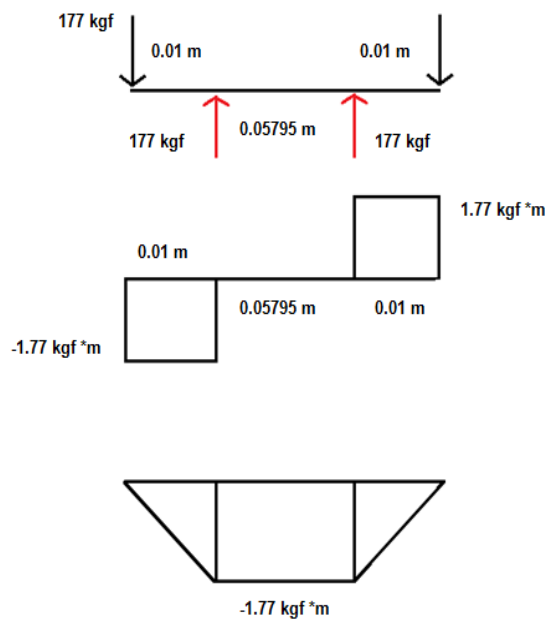
$$F_{Total} = R_y + W + W_{cabe} + W_{contra} + 120$$

$$F_{Total} = 354.01 \text{ kgf}$$

$$F_{Total} = \frac{354.01}{2} = 177 \text{ kgf}$$

Con esta fuerza, se realiza los respectivos diagramas tanto de esfuerzo cortante como de momento flector, para conocer el momento que posee el eje en el plano y-z. (Ver figura 40)

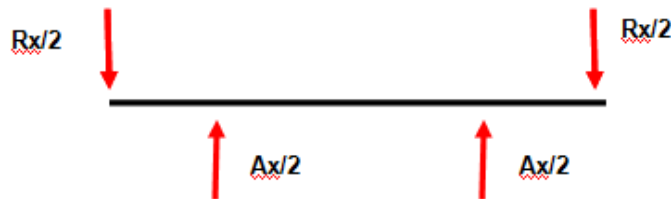
Figura 40. Diagramas en el plano y-z.



Se puede concluir que el **My=1.77 kgf*m**. Efectuando la respectiva conversión a Sistema Internacional (SI), entonces el momento en esa coordenada es **17.4 N*m**.

La componente x es **Rx=R*cos (77.36°)=32.56 kgf*m**.

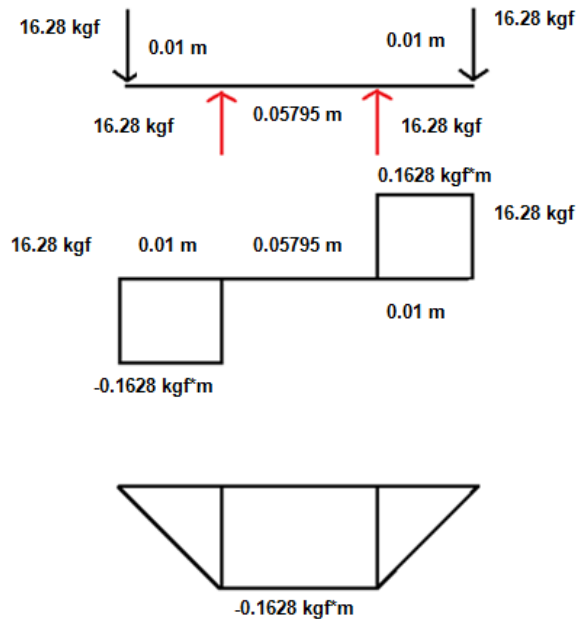
Figura 41. Plano z-x.



$$\frac{Rx}{2} = \frac{32.56}{2} = 16.28 \text{ kgf}$$

$$\frac{Ax}{2} = \frac{32.56}{2} = 16.28 \text{ kgf}$$

Figura 42. Diagrama en el plano z-x.



El momento es **$M_x=0.1628 \text{ kgf}\cdot\text{m}$** . Efectuando la respectiva conversión a Sistema Internacional (SI), el momento en la coordenada **x** es **$1.6 \text{ N}\cdot\text{m}$** .

Se obtuvieron los momentos en cada uno de los planos, para posteriormente hallar el momento resultante, quedando de esta manera:

$$M_B = \sqrt{(X^2 + Y^2)} \quad (29)$$

$$M_B = 17,47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se hace la conversión a unidades inglesas $M_B = 154,64 \text{ lb} \cdot \text{in}$

Conociendo el momento resultante y el torque que efectúan las fuerzas en el eje, se procede a obtener el diámetro mínimo.

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot N}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\left(\frac{K_t \cdot M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (30)$$

Esta ecuación se encuentra en la Norma ANSI B106.IM-1985.

Después de haber evaluado los valores del factor de seguridad, se escogió el más conveniente para el diseño del eje, un **N** entre 1,25 y 2,5.

Calculo de los factores de diseño:

- **Factor de concentración de esfuerzos (K_t):** varía de acuerdo a la relación obtenida por la geometría de las ranuras y de los chaflanes, además del diámetro del eje. En el caso presente, se tomó $K_t=2,5$.
- **Factor de tamaño (C_s):** un valor aproximado de lo que sería el diámetro del eje, se seleccionó $D=25\text{mm}$, entonces queda:

$$C_s = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,11} = \left(\frac{25}{7,62}\right)^{-0,11} = 0,877 \quad (31)$$

- **Factor de material (C_m):** Al ser acero forjado el material escogido, $C_m=1$.
- **Factor de tipo de esfuerzo (C_{st}):** es de tipo flexionante por lo tanto, $C_{st}=1$.
- **Factor de confiabilidad (C_R):** tomamos el valor de $C_R=0,9$.

El material es un Acero al Carbono SAE AISI 1045, se tiene que $S_y=45$ ksi y $S_u=81,9$ ksi, estos valores son importantes para el cálculo del límite a la fatiga del acero (S_n). Conociendo el esfuerzo último (S_u) se halla S_n :

$$S_n = 0,5 * S_u = 40,95 \text{ ksi} \quad (32)$$

Este dato ayuda a obtener el límite a la fatiga modificado (S'), quedando:

$$S' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s \quad (33)$$
$$S' = 32,32 \text{ ksi}$$

Se calcula el diámetro mínimo del eje:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32 * N}{\pi}\right) * \sqrt{\left(\frac{K_t * M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$
$$d = 0,58 \text{ in} = 14,74 \text{ mm}$$

Se normaliza las medidas a una más comercial. $d = 15,875 \text{ mm}$.

También hay que tener en cuenta los catálogos de los rodamientos, ya que el diámetro obtenido da más de 15 mm, se procede a normalizar el eje al rodamiento siguiente que es de 17 mm, es decir, el diámetro mínimo del eje es de 17 mm.

Como las fuerzas son pequeñas, siendo la máxima de 1177,42 N, el rodamiento correspondiente al diámetro del eje de 17 mm, fue de acuerdo al catálogo **SKF el 61803**, con un valor C (Capacidad de carga básica) de 1680 N. Para el de 20mm según **SKF, el 61804** con un valor C de 4030 N.

7. MODIFICACIONES DEL CABEZAL.

7.1 DISEÑO DEL CABEZAL

El cabezal es una pieza muy importante en el mecanismo de extracción de crudo, debido a que describe una curva, esta debe ser tangente al movimiento lineal de la sarta de varillas, en este caso sería el movimiento ascendente y descendente del cilindro hidráulico.

Se rediseñó y se construyó el cabezal para corregir errores de tangencia en el mecanismo (ver figura 44), utilizando lámina de **acero ASTM A36, de 4,5 mm de espesor**, que fue cortada mediante hidrocorte para asegurar el radio de curvatura como estrategia de ensamble y seguidamente se soldaron las piezas.

Figura 43. Componentes del cabezal.

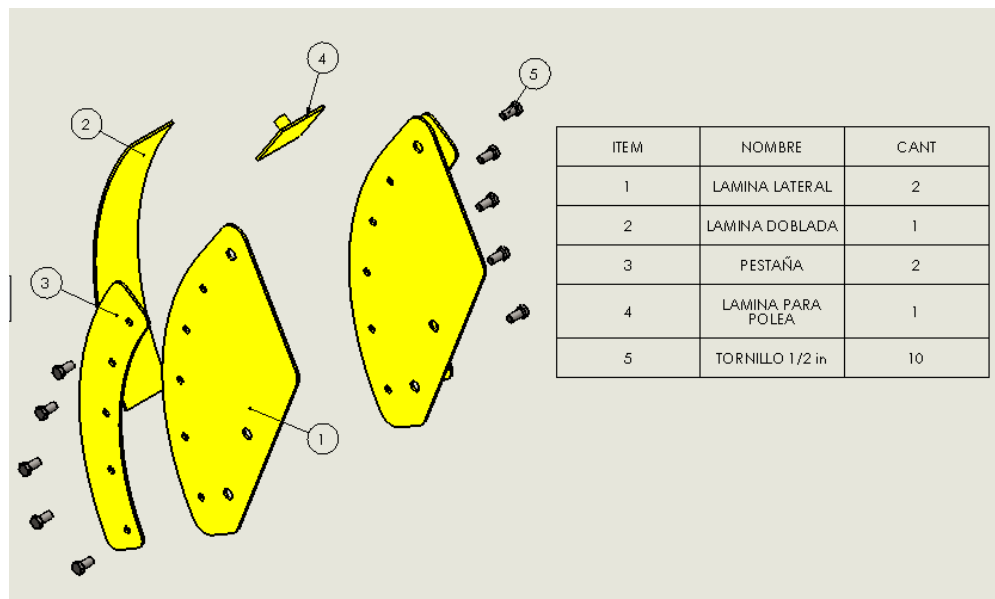
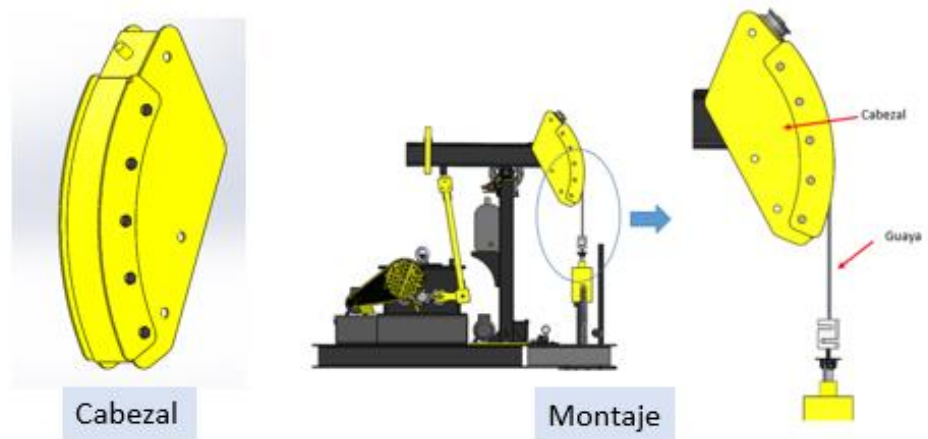
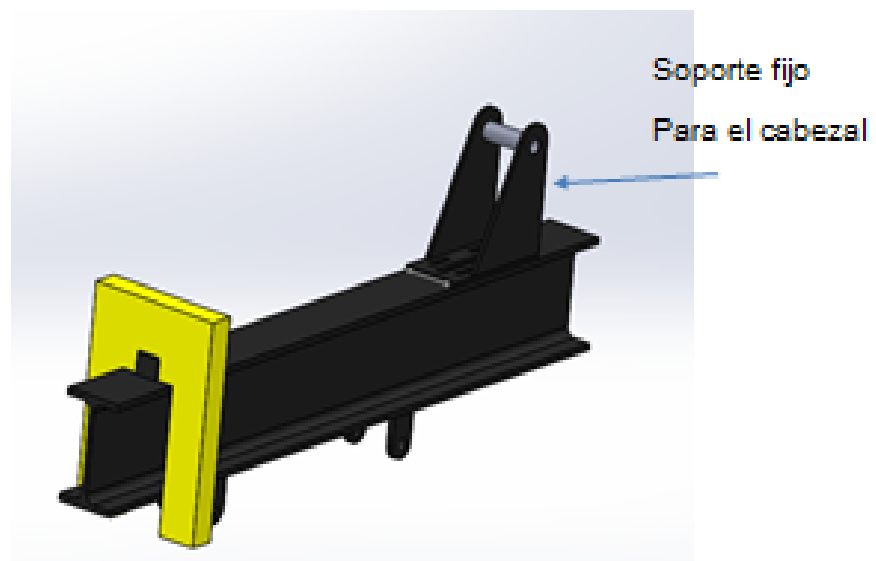


Figura 44. Diseño del cabezal.



Fue necesario idear una estrategia de montaje en el banco, ya que se requería tener un punto fijo de curvatura para asegurar el cabezal, es por esto que se diseñó un soporte para fijar el cabezal en el montaje. (Ver figura 45)

Figura 45. Soporte del cabezal.



8. FASES DE CONSTRUCCION

Es importante categorizar de manera que facilite el ensamble, la construcción total del banco emulador, por lo tanto se hicieron en orden de complejidad. A continuación, el orden de construcción para después en ensamblar, y los acabados estéticos.

- Montaje de la placa base y construcción del cilindro hidráulico.
- Construcción del eje y adecuación de sus partes.
- Construcción del cabezal y ensamble.
- Ensamble del freno.
- Ensamble del banco prototipo

8.1 MONTAJE PLACA BASE

El material que se empleó, fue acero estructural ASTM A36, la cual está cortada en dos láminas diferentes para mayor facilidad de montaje. La primera lámina de acero A36, tiene una medida de 37,5 cm x 50 cm en un calibre de 3/8". La otra lámina del mismo material, tiene una longitud de 20 cm x 50 cm con similar calibre.

Figura 46.Laminas del emulador de cargas.



Lamina de 37,5 cm x 50



Lamina de 20cm x 50cm

Se tenía un perfil IP de 200 cm de largo, el cual se cortó con oxicorte en 3 partes y con un ángulo de 45° (ver figura 47), para facilitar el acople por medio de soldadura eléctrica a la estructura, se utilizó electrodo 7018 332. Dichos perfiles en I son en DIN IPE 80, forman una figura en U, y está formado de dos partes iguales con dimensiones de 53,63 cm de largo y uno último que con medida de 42,25 cm de largo.

Figura 47. Perfil IP 80 para la base del cilindro.



53,63 cm de largo



42,25 cm de largo

Así quedo la estructura ya soldada con electrodo 7018, que es un cordón de soldadura de buena resistencia y confiabilidad. Primero se alinea todo con escuadra a 90°, y como se observa en la foto, se punteo con soldadura una pieza en forma de T para que no se perdiera la distancia, puesto que soldando se puede correr el perfil.

Figura 48. Armado de la base del emulador hidráulico.



8.2 CONSTRUCCION DEL CILINDRO

La camisa fue construida en acero 1045 con una longitud de 42 cm y un diámetro de 2" x 2,5". Se obtiene la barra circular en bruto para su posterior torneado.

Figura 49. Camisa del cilindro montada en torno.



Luego se adapta la placa base para el anclaje a la lámina ya mencionada, esta placa es de acero estructural ASTM A36, en la cual se realizan 4 agujeros para tornillos pasantes de 1/2", se tomaron en cuenta las posibles vibraciones o movimientos no deseados cuando el cilindro esté en funcionamiento, por lo que se decidió

asegurarlos con tornillos de dicho diámetro, para dar más seguridad en el área. Dicha placa tiene una longitud de 10 cm x 10 cm.

Figura 50. Tapa del cilindro.



La tapa del cilindro hidráulico, es elaborada con un acero AISI 1045, con los diámetros establecidos en el diseño para la presión ya estipulada. (Ver figura 50)

Se soldaron la tapa inferior a la camisa, y los soportes se acomodan al vástago. Por último se colocaron la empaquetadura, sellos y demás para evitar fugas. El cilindro posee una salida y una entrada hembra de 1/2" NPT. Se le añade pintura negra para otorgarle estética. (Ver figura 51)

Figura 51. Cilindro hidráulico terminado.



8.3 MONTAJE DEL EMULADOR HIDRAULICO

El cilindro hidráulico se fijó a la placa base mediante 4 tornillos de $\frac{1}{2}$ " con sus respectivas tuercas de seguridad. Con los perfiles en I, se formó una U y se soldó a la parte frontal del banco prototipo. Con una plomada se ubicó el centro de curvatura del cabezote, con el fin de que el cilindro quede alineado, ya que la celda de carga debe ir colineal entre el vástago y el cabezal.

Figura 52. Ensamble de cilindro hidráulico a la base.



Montaje del cilindro

Cilindro con pesa viajera

Luego de este procedimiento, se dispuso a instalar y acoplar el peso estático que acompaña al cilindro en todo momento (ver figura 52). Se encamiso el bloque de tal forma que entre ajustado en el vástago.

8.4 CONSTRUCCION DEL EJE Y SUS ELEMENTOS A FINES.

8.4.1 Eje de la viga viajera: Se adquirió una barra circular de 21,3 cm de largo y 1,25 pulgadas de diámetro del material en bruto, se escoge acero AISI 1045. Se procede a torneear (Ver figura 53).

Figura 53. Eje en operación de torno.



Según las especificaciones de diseño, se hicieron los diferentes cambios de diámetros, si se observa de mayor a menor; empieza de 2,54 cm luego hay una reducción de 2,2 cm para añadir un hombro al rodamiento que es de 2 cm. El diámetro más pequeño tiene una medida de 1,7 cm.

Los canales para las chavetas, se realizaron en una fresa con un escariador de 6 mm, se realizaron; dos para las pestañas que van soldadas a la viga viajera de una longitud de 3/8" y una última de 1 pulgada de longitud, todas con una profundidad de 3 mm.

Figura 54. Eje después de la operación de torneado.



8.4.2 Brida: Se procede a adecuar el disco de freno. El material de la brida, es acero AISI 1045. Se mecanizó en el torno, para hacer el agujero y luego se soldó con un disco que tiene un radio de 10 cm. También se le hizo una chavetera de 6 mm con una profundidad de 3mm y una longitud de 1".

Figura 55. Brida para el acople del freno con el eje.



Brida



Brida con disco de freno

8.4.3 Cartucho: Para iniciar la construcción del cartucho, se tornea el material en bruto, un cilindro macizo de DURALON de 40 mm de diámetro, puesto que este material es de fácil mecanizado. (Ver figura 56)

Figura 56. Duralon montado en el torno.



Los agujeros fueron hechos por una broca de 26 mm, la medida del diámetro total del rodamiento pequeño y 32 mm, que es la medida del rodamiento mayor. Una cama en ambos lados soportan a dichos rodamientos de acuerdo al ancho de estos mismos, el de 26 mm tiene un ancho de 5mm y el de 32 mm posee un ancho de 7mm.

Figura 57. Rodamiento ensamblado en la carcasa.



8.4.4 Pestañas: Fueron cortadas con hidrocorte. Las dimensiones de las pestañas son de 40 x 60 mm con radio de 20 mm, las dos se cortaron en placa de espesor de 6 mm. Una pestaña tiene un agujero de 17 mm y la otra tiene uno de 20 mm.

También posee sus respectivos chaveteros, la chaveta es cuadrada de 6 x 6mm con profanidad de 3mm. (Ver figura 58)

Figura 58. Pestañas para transmitir movimiento al eje.



Pestañas



Pestañas en la viga viajera

8.4.5 Montaje: Soldadas las pestañas donde va ubicado el eje, respetando la medida de 61,95 mm entre pestañas, se le añaden anillos separadores. Sabiendo esto, se busca la paralela al cuadro donde se monta la base del cartucho, la imagen a continuación muestra al cartucho ya alineado y montado en la placa base.

Figura 59. Ensamble de la carcasa del eje al soporte de la viga viajera.



Montaje del eje

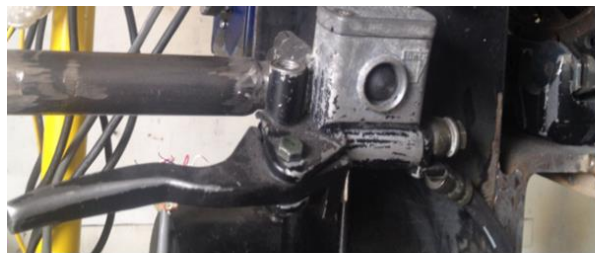


Carcasa del eje

El ensamble completo sin el freno se muestra en la (figura 59), se muestra el montaje de la brida, la alineación con las pestañas y además sus respectivos anillos separadores.

8.4.6 Ensamble del freno: Según el objetivo específico, se propuso instalar un freno en el eje de la viga viajera para que exista fricción. Se seleccionó un freno de disco por su factibilidad económica y comercial.

Figura 60. Freno instalado.



Instalación del freno en la viga soporte



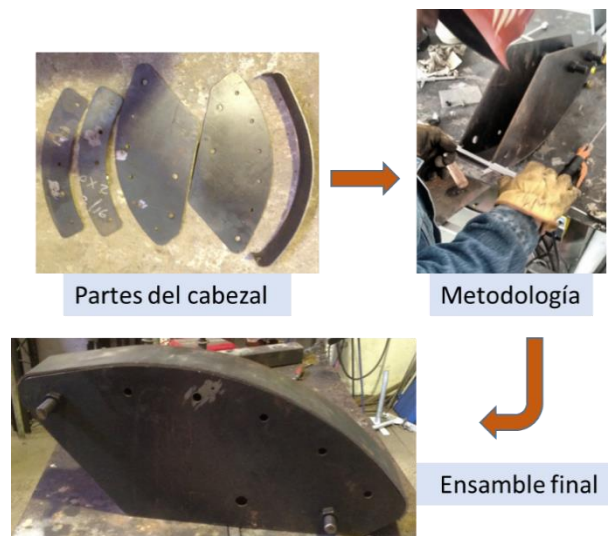
Mordaza en el freno de disco

La mordaza se ubicó en la parte inferior del disco apoyado por una platina doblada en L, que se soldó en la viga vertical que soporta al balancín. La lámina tiene espesor de 3/8", este espesor se escoge porque la mordaza genera un torque considerable y puede ocasionar vibraciones no deseadas en la frenada.

8.5 CONSTRUCCION DEL CABEZAL Y COMPONENTES.

El cabezal se fabricó en acero A36, son en general 5 láminas de 4,5 mm de espesor. Consta de las dos tapas laterales, las pestañas y una lámina doblada a un radio de 485 mm con respecto al eje fijo del balancín.

Figura 61. Ensamble del cabezal.



Los agujeros para ensamblar las placas laterales son de $\frac{3}{4}$ " , se utilizaron espárragos totalmente roscados, esto porque la distancia interna de la lámina doblada es de 85 mm, por consiguiente era necesario usar tuercas para lograr desplazar las láminas a la distancia requerida. Los otros agujeros son de $\frac{3}{8}$ " para las pestañas.

Se procede a ensamblar el soporte que lo sostiene, el material es acero ASTM A36 con un espesor de 6mm. El soporte fue cortado con corte con agua a alta presión, y se fabricó en rompecabezas para facilitar el ensamble de las piezas.

Figura 62. Piezas que componen el soporte del cabezal.



Partes del soporte



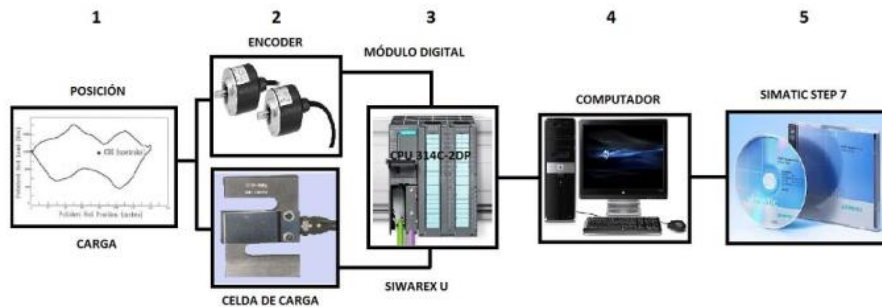
Montaje del
cabezal en el
soporte

El soporte tiene dos caras laterales, un buje que permita alinearlos y una lámina con sus respectivas correderas, para asegurar tangencia entre el cabezote y el cilindro. El buje se hizo en acero 1045 y se mecanizó en el torno de tal manera que su diámetro interno es $\frac{3}{4}$ ".

9. SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS CINEMATICOS

A continuación se estudia la obtención de datos dinagráficas en un sistema de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional, para la obtención de dichos datos es necesario contar con software y hardware que permitan el fácil montaje, precisión, y confiabilidad del sistema.

Figura 63. Procedimiento para adquirir el dinagrama.



Fuente: Pardo Cristian & Espinosa Lessther, 2013.

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

Los datos físicos de posición, son obtenidos por un **encoder incremental** y los datos físicos de carga, son captados por una **celda de carga tipo S**. seguidamente sus señales son captados por un **PLC** y luego registrados en la plataforma **Simatic Step 7** de Siemens.

9.1 CARACTERISTICAS DE LOS ENCODERS PARA LA OBTENCION DE DATOS

De acuerdo a lo anterior, se seleccionaron los encoders para la adquisición de datos cinemáticos en el banco, de los cuales se seleccionaron dos encoders incrementales, que corresponden a la referencia **E50S8-600-3-1-24** y un encoder absoluto que corresponde a la referencia **8.5850.2245.G122**.

Figura 64. Encoder incremental E50S8.



a) Encoder incremental



b) Encoder absoluto

Fuente:

a) http://www.autonics.com/products/products_detail.php?catecode=01/06/01&db_uid=51

b) catalogo KUBLER

A continuación se ilustra el datasheet para las conexiones y las características del encoder incremental y absoluto respectivamente. (Ver tabla 15 y 16)

Tabla 15. Datasheet 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

Fuente: Pardo Cristian & Espinosa Lessther, 2013.

Tabla 16. Datasheet encoder absoluto.

Division	250	360	500	720	900	1000	1024 10 bit	1250	1440	1800	2000	2500	2880	3600	4000	4096 12 bit	5000	7200	8192 13 bit	16384 14 bit
Order code Gray/Gray- Excess	E02	E03	E05	E07	E09	E01	G10	E12	E14	E18	E20	E25	E28	E36	E40	G12	E50	E72	G13	G14
Order code Binary	B02	B03	B05	B07	B09	B01	B10	BA2	BA1	B18	B20	B25	B28	B36	B40	B12	B50	B72	B13	B14
Order code BCD	D02	D03	D05	D07	D09	D01	D10	DA2	DA1	D18	D20									

Fuente: catalogo KUBLER

Para el encoder incremental, su función principal es reconocer el número total de pulsos emitidos en una dirección u otra, por lo que es necesario calcular el número de revoluciones por vuelta en la manivela, y vueltas por carrera en el emulador hidráulico.

Para el caso de la manivela, se tomó una relación de velocidad de 1:3, por lo cual podemos concluir que se contarán **1800 pulsos** por cada vuelta de la manivela. Sabiendo esto, se procede a calcular los $\left[\frac{cm}{pulso}\right]$.

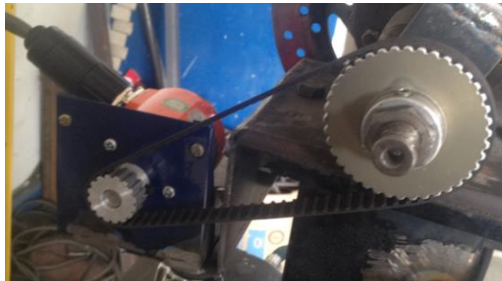
$$P_{polea} = \pi d_{polea}$$
$$L_{pulso} \left[\frac{cm}{pulso}\right] = \frac{\pi d_{polea}}{600}$$
$$L_{pulso} \left[\frac{cm}{pulso}\right] = 0.01152$$

A diferencia de los encoder incrementales, el encoder absoluto muestra la posición por medio de bits, es decir, cada combinación de bits es un número en código gray, para el caso del encoder **8.5850.2245.G122** tiene 12 bits (ver tabla 16), es decir, tiene 4096 divisiones, por lo que por cada número 1 en código gray será 0,0878 grados de posición.

9.2 MONTAJE DE LOS ENCODERS

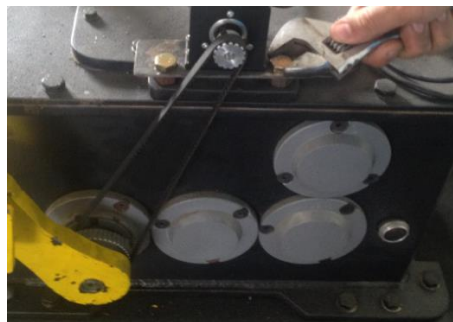
9.2.1 Encoder absoluto: Conociendo el número de dientes y diámetros de las poleas, además de su relación 1:1/8. Para la transmisión de movimiento a este encoder se adecuó dos poleas y una correa.

Figura 65. Montaje encoder absoluto



9.2.2 Encoder incremental en la manivela: Se cortó una lámina de 1/8". La lámina es la base del encoder. Se asegura la transmisión de movimiento con los prisioneros tanto en la polea grande como en la pequeña, esta última posee un diámetro interno de 8mm, al igual que el eje del encoder y una relación 1:3.

Figura 66. Montaje del encoder de la manivela.



9.3 ADQUISICION DE CARGA

Como herramienta de medición se utilizó una celda de carga, son ampliamente utilizadas en el campo petrolero y demás industrias reconocidas.

Figura 67. Celda de carga tipo S.



Se usó una celda de carga de marca Lexus tipo S, con una capacidad máxima de 500 kgf. Es de fácil montaje y funciona a tensión.

A continuación se muestra los datos técnicos de la celda de carga tipo S Lexus, los cuales fueron obtenidos de la página oficial del elemento. (Ver tabla 17)

Tabla 17. Datasheet celda de carga.

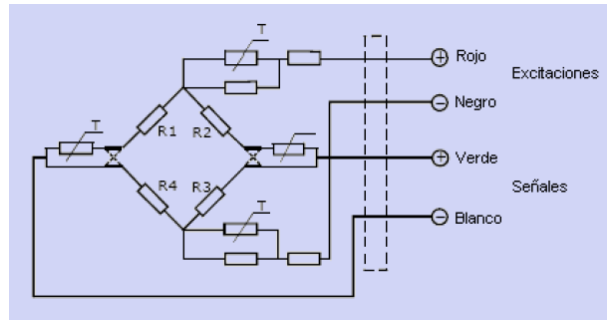
Parametros	C2	C3	Unidades
Capacidades (E _{max}) :	50, 100, 200, 500		Kg
Intervalos Max. de verificación (N _{lc}):	2000	3000	d
Intervalos Min. De verificación (V _{min}) :	0,03		% de la Capacidad Max.
Sensibilidad (C _n) :	2.0 ± 0.2%		mV/V
Efecto de temperatura en la sensibilidad (T _{kc}) :	0,0024	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 _{ic}) :	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 de celdas tipo S de Lexus.

La celda de carga funciona como un sensor que consta de galgas extensiométricas entrelazadas en un circuito, con una disposición conocida como Puente de

Wheatstone. En sí, las galgas extensiométricas al expandirse experimentan una deformación que se transmiten en pulsos eléctricos de forma análoga.

Figura 68. Conexión de la celda de carga



Fuente: Catálogo de productos Lexus para celdas tipo S.

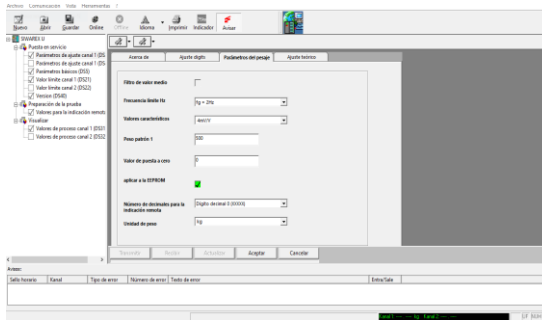
Los datos son obtenidos con el módulo Siwaxex U de la marca SIEMENS. Que al igual que la celda, fue facilitado por el laboratorio de automatización de Ingeniería Mecánica (ver tabla 18).

Tabla 18. Información técnica del módulo Siwaxex U

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

9.3.1 Calibración de la ceda de carga: El módulo especial Siwarex U posee una función única llamada Siwatool, que es la adecuada para la calibración de la celda, en este caso para calibrar se emplea un valor de masa fija y se compara con lo obtenido para observar el desfase.

Figura 69. Interfaz del Siwatool U.



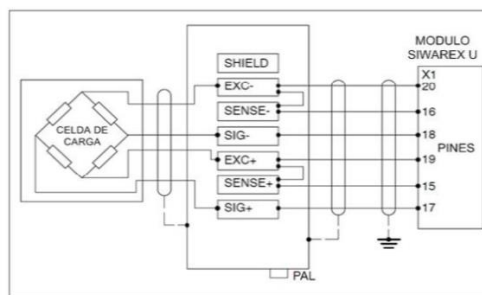
9.3.2 Montaje de la celda de carga: Se adecua la celda de carga a la guaya que une al cilindro hidráulico con el movimiento alternativo de la unidad de bombeo. El mecanismo de enganche consta de dos tornillos en ambos extremos de la celda, una va a la guaya y otra a la barra pulida.

Figura 70. Montaje de la celda de carga al banco.



9.3.3 Conexión de la celda de carga: El módulo Siwarex trae muy buenos beneficios para ahorrar tiempo y gasto de dinero como por ejemplo, no es necesario tener funciones para amplificar la señal ni un acondicionamiento de la misma. El datasheet del módulo Siwarex de Siemens da a conocer las conexiones que se usaron para la toma de datos.

Figura 71. Módulo Siwarex con sus conexiones.



Fuente: Datasheet del Siwarex de Siemens

Se cuenta en este proyecto con la **CPU 314C-2DP**, muy moderna y compleja. Cuenta con características importantes como el tener un hardware con entradas y salidas digitales integradas al mismo, además con entradas analógicas de tensión e intensidad y un bus DP (periferia distribuida). El software donde se realizó la toma de datos, se conoce como STEP 7 de la reconocida marca Siemens.

Figura 72. CPU 314C-2DP.



Fuente: [http:// support.automation.siemens.com](http://support.automation.siemens.com)

10. OBTENCION DE DINAGRAMAS Y ANALISIS DE LOS RESULTADOS

Con el análisis de las cartas dinagráficas, podemos diagnosticar el sistema de levantamiento artificial, es decir, podemos monitorear toda la trayectoria desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior, determinando así posibles fallas en el mecanismo, para optimizar y programar mantenimientos del sistema de levantamiento artificial.

10.1 POSICION

Se hizo una tabla de valores con los registros obtenidos por el encoder, para determinar el porcentaje de error en la posición del mecanismo (ver tabla 19).

Tabla 19. Valores de posición obtenidos por el encoder incremental

VALOR MEDIDO	ERROR ABSOLUTO	ERROR RELATIVO
29,16655	2,83345	8,85453125
29,16655	2,83345	8,85453125
29,17807	2,82193	8,81853125
29,22414	2,77586	8,6745625
29,23566	2,76434	8,6385625
29,2587	2,7413	8,5665625
29,28174	2,71826	8,4945625
29,27022	2,72978	8,5305625
29,27022	2,72978	8,5305625
29,2787	2,7213	8,5040625
29,28566	2,71434	8,4823125

A continuación se muestra la media de los valores medidos y el porcentaje de error en la toma de datos. Todos los valores de posición se tomaron en centímetros. Se

obtiene una **media porcentual de 8,56%**, es decir, que el banco emulador tiene un **desfase por 2,73 cm**.

10.2 CARGA

La medición de la carga en el sistema de levantamiento artificial se hizo por medio de una celda de carga tipo S como se mencionó anteriormente.

Tabla 20. Valores teóricos de las cargas.

PESA VIAJERA	60 Kg-f
PESO DE BOMBEO	60 Kg-f
RESORTES	10 Kg-f C/U

Los valores presentados en la (tabla 20), son los correspondientes a los pesos teóricos que están involucrados directamente en el sistema de bombeo.

Teóricamente, se tiene que las cargas mayor y menor del sistema de bombeo serán de **120 Kg-f y 60 Kg-f** respectivamente, pero debido que entre el pistón y la camisa presenta **fuerza de fricción** se esperaba que se registren cargas un poco más altas.

10.3 RESULTADOS PARA LOS DIFERENTES DINAGRAMAS

Para la toma de datos se hizo de acorde a la disposición de resortes y del freno de disco. A continuación se ilustraran los tipos de dinagrama:

- **PRUEBA A:** Sistema de cargas sin resortes.
- **PRUEBA B:** Sistema de cargas con freno de disco.
- **PRUEBA C:** Sistema de cargas con resortes.

10.3.1 Prueba A: Los resultados del dinagrama A fueron tomados en un registro de 8 strokes, para dar mayor confiabilidad en la toma de datos.

Figura 73. Gráfico de cargas de la prueba A en Strokes.

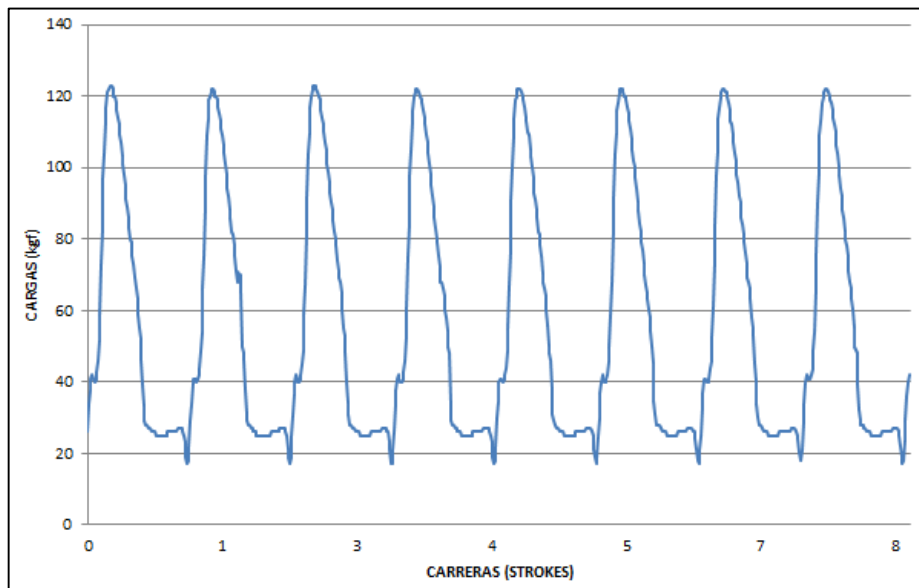
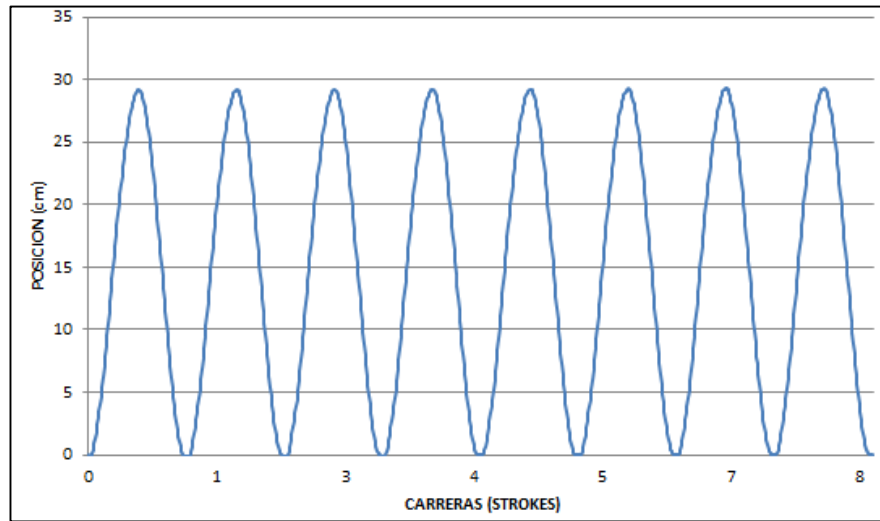
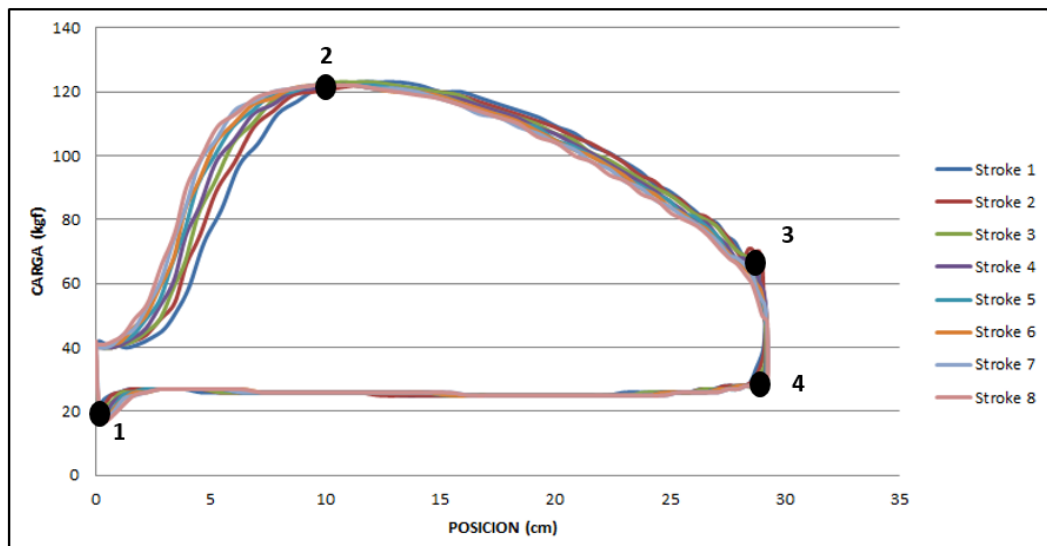


Figura 74. Gráfico de posición en la prueba A en 8 Strokes.



Con los resultados obtenidos anteriormente, se procede a realizar el dinagrama superponiendo los datos de los 8 Strokes.

Figura 75. Prueba A.



Se registraron 8 dinagramas a partir de 8 carreras o Strokes superpuestas, se muestra una carga máxima de 120 kgf.

En el lapso 1-2 se observa una leve pendiente, debido a que la apertura de la válvula no es instantánea. En el recorrido 2-3 se aprecia el comportamiento de la carga desde el punto inferior hasta el punto muerto superior, de esto se concluye que el sistema posee una alta velocidad (13 Strokes/min) y no permite que la carga se alcance a nivelar ya que existe un golpe de bomba (fluido). En el trayecto 3-4 se registra la descarga del fluido del emulador hidráulico. Por último, en el camino 4-1 se muestra la distancia desde el punto muerto superior hasta el punto muerto inferior solamente con la carga del bloque viajero.

10.3.2 Prueba B: Se instaló una perturbación tipo fricción en el eje que conecta la viga viajera con un soporte del mecanismo. Se seleccionó un freno de disco para mantener una fricción constante sobre el eje.

Figura 76. Gráfico de cargas de la prueba B en 8 Strokes.

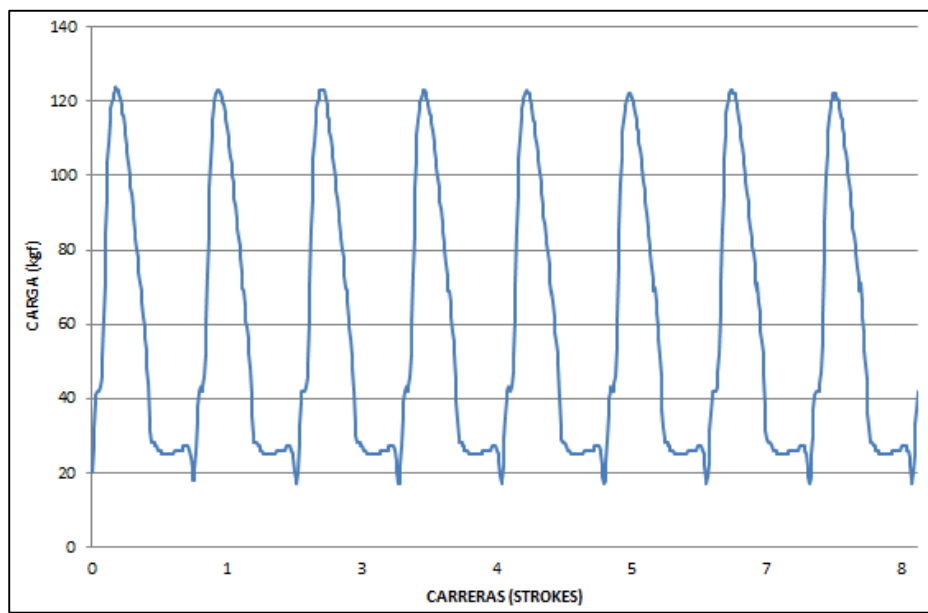
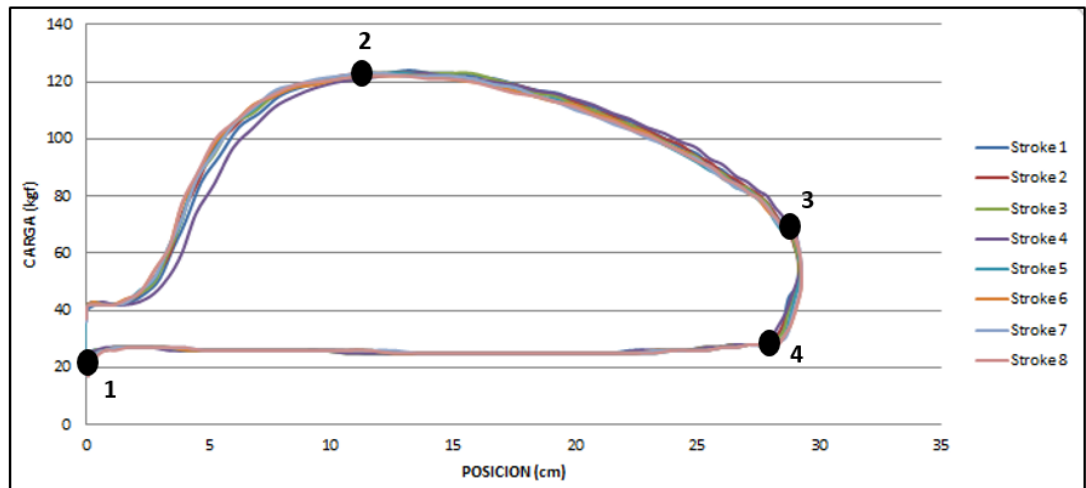


Figura 77. PRUEBA B.



Se realiza una comparación entre la prueba A y B para establecer diferencias. Bajo las mismas condiciones de carga se obtiene un cambio en la pendiente, se reflejó que la pendiente aumentó, esto se debe a la fricción que experimenta el eje.

De 1 a 2 se detalla la apertura de la válvula de alivio, luego el golpe de bomba (fluido) pero esta vez, se registró 123 kgf como carga máxima debido a la fricción de frenado, es decir, aumentó 3 kgf con respecto a la anterior prueba. Entre 2 y 3 presenta el mismo fenómeno descrito en la prueba A, una alta velocidad del mecanismo que evita que se alcance a nivelar la carga. 3 y 4, muestra la descarga de la carga en el banco. Para finalizar entre 4 y 1, se muestra el recorrido del punto muerto superior al inferior experimentando solo el peso de la sarta (bloque viajero).

10.3.3 Prueba C: Se instalaron dos resortes equivalentes que suman una fuerza de 10 kgf cada uno, en ambos extremos del bloque viajero y son fijados a la placa base del cilindro.

Figura 78. Cargas de la prueba C en 8 Strokes.

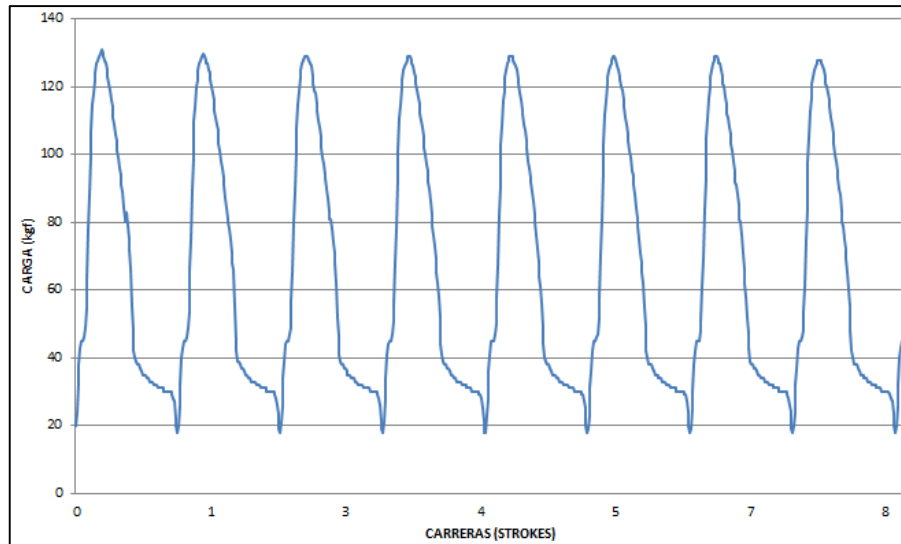
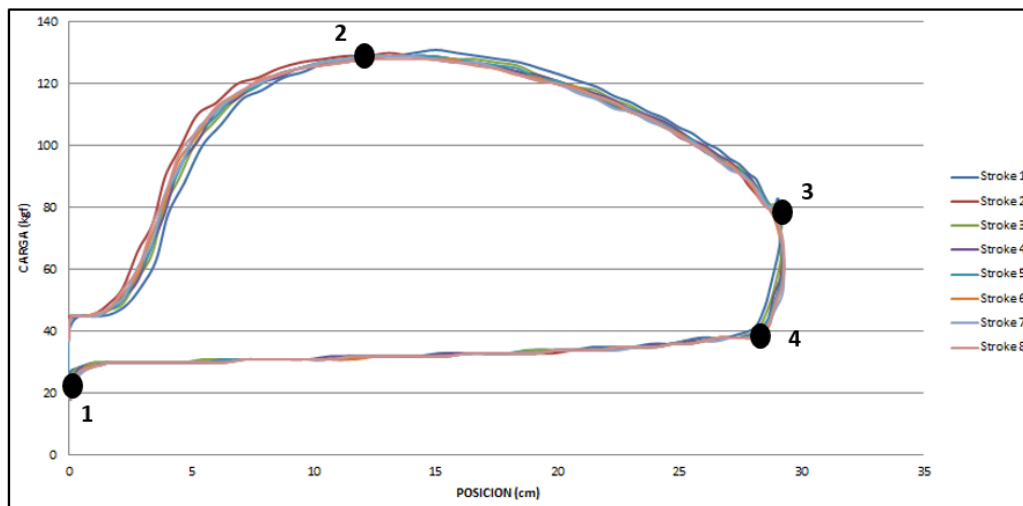


Figura 79. PRUEBA C.



Debido a que la fuerza de los resortes va en función de la distancia por lo tanto a medida que transcurre la carrera, se presenta aumento en la pendiente de la prueba C.

En el trayecto 1-2 se observó la apertura de la válvula de alivio, enseguida se detalla el golpe de fluido experimentando, esta vez con una carga máxima de 129 kgf, es decir, aumentó 9 kgf con respecto a la prueba A. En el recorrido 2-3 no se nivela la carga al igual que la prueba A. En el recorrido 3-4 aquí se muestra la mayor fuerza ejercida por los resortes puesto que se llega al punto muerto superior (PMS), es decir, están alargados completamente. De 4 a 1, es la distancia del punto muerto superior al inferior con la sarta de varillas, existe una pendiente negativa porque el resorte esta alargado al máximo y regresa a su posición inicial.

10.4 RESULTADO DEL ENCODER INCREMENTAL UBICADO EN LA MANIVELA.

Para la confiabilidad de los resultados, se captaron datos de 8 vueltas en la manivela del mecanismo.

Figura 80. Posición a través del tiempo.



Debido a que la manivela rota con una velocidad constante, la posición debe comportarse como una línea recta, puesto que la pendiente de esta recta será la velocidad. La pendiente en una recta se define como:

$$m = \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1}$$

$$m = 1,235$$

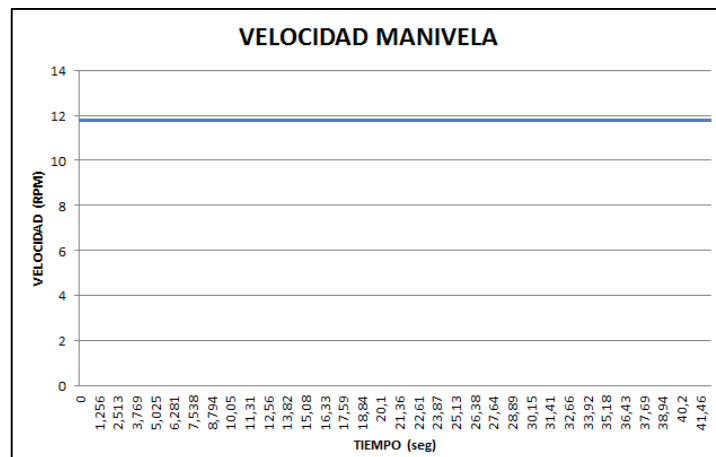
La ecuación de la recta quedará así:

$$y(t) = 1,235x$$

$$y' = 1,235$$

$$V = \frac{(1,235 * 60)}{(2 * \pi)} = 11,8 \text{ RPM}$$

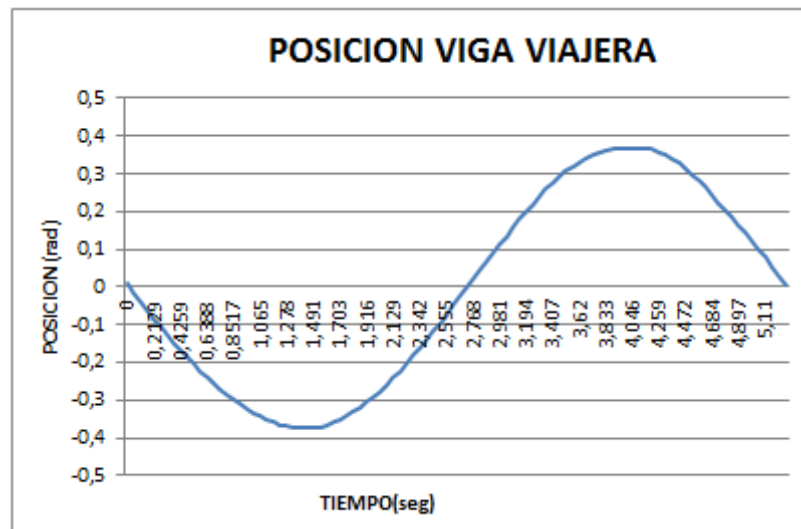
Figura 81. Velocidad constante en la viga viajera.



10.5 RESULTADO DEL ENCODER ABSOLUTO UBICADO EN EL BALANCÍN.

Se captaron datos de posición en el balancín del mecanismo, mediante el uso de un encoder absoluto, para conocer la cinemática de este elemento del mecanismo.

Figura 82. Posición de la manivela en una carrera (Stroke).



La gráfica comprende entre $[-0,35 - 0,35]$ rad. A partir de la gráfica de posición se dedujo la ecuación, ya que se comporta como un movimiento armónico simple, luego se derivó para hallar la velocidad del elemento.

$$y[\text{rad}] = A * \text{sen} \left(\left(\frac{2 * \pi}{T} \right) * t \right)$$

Dónde: y = posición [rad]

A = amplitud [rad]

$T = \text{periodo [seg]}$

$t = \text{tiempo [seg]}$

Reemplazando los valores obtenidos, se tiene que:

$$y = -0,35 * \text{sen}(1,19 * t)$$

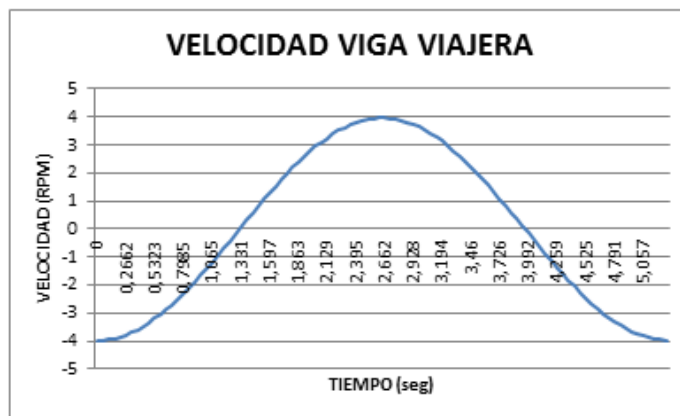
Para hallar la velocidad se deriva la ecuación anterior:

$$V = -0,41 * \text{cos}(1,19 * t)$$

Dónde: $V = \text{velocidad [rad/seg]}$

Reemplazando los valores de tiempo, se obtiene la siguiente gráfica (ver figura 83).

Figura 83. Velocidad viga viajera en RPM.

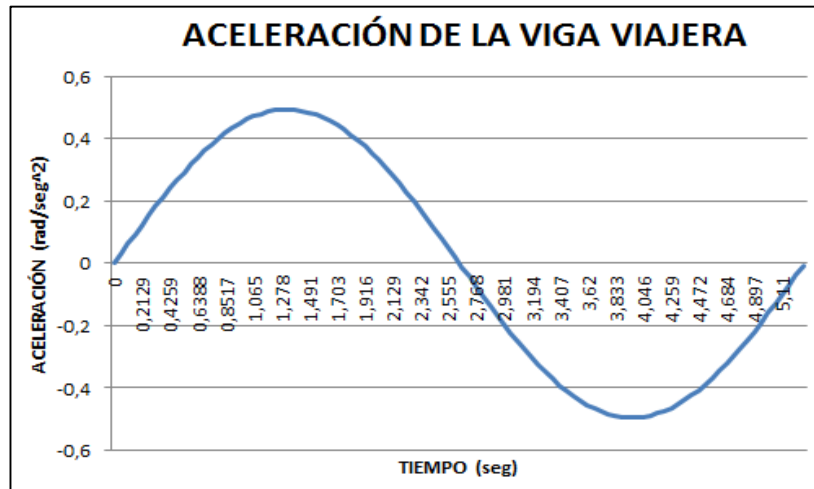


La velocidad en la viga viajera en su punto máximo es de **4 RPM**. Se procede a calcular la aceleración derivando la función de la velocidad:

$$a = 0,4943 * \text{sen}(1,19 * t)$$

Dónde: a = aceleración [rad/seg²]

Figura 84. Aceleración de la viga viajera.



Se registró que la aceleración oscila entre 0,5 y -0,5 $\left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}\right]$

11. COSTOS DE LA CONSTRUCCION

En la siguiente tabla se muestran los costos de materiales, cortes, soldadura y pintura correspondiente a toda la manufactura de este proyecto (ver tabla 21).

Tabla 21. Gastos del proyecto.

ELEMENTO	CARACTERISTICA	VALOR TOTAL
CILINDRO HIDRAULICO	CAMISA DE 2,5"X2"	\$600.000
VALVULAS	VALVULA DE ALIVIO Y CHEQUE	\$450.000
TANQUE HIDRAULICO	CAPACIDAD 2,5 GALONES	\$350.000
POLEAS	15 DIENTES, 16 DIENTES,	\$240.000
	40 DIENTES, 44 DIENTES	
CORREAS	170 XL-280 XL	\$34.000
LAMINAS	5 PIEZAS DE 6MM	\$400.000
	5 PIEZAS DE 3/8"	
	2 LAMINAS DE 3/8"	
SISTEMA DE FRENADO	MORDAZA, DISCO, BOMBA	\$70.000
VARIOS	SOLDADURA	\$200.000
	PINTURA	
	TUERCAS	
	TORNILLOS	
	TRANSPORTE	
MANO DE OBRA	SOLDADOR	\$600.000
	PINTOR	
PAPELES		\$50.000
PRODUCCION INTELECTUAL		\$2.000.000
TOTAL		\$4.994.000

12. CONCLUSIONES

La industria petrolera es de suma importancia en Colombia, obtener una investigación como esta incentiva a los jóvenes a seguir innovando en bancos especiales e instrumentados para el diagnóstico de fallas. La optimización y el mantenimiento continuo de los campos petroleros poseen una prioridad muy alta en la economía de la región, beneficiarse de un banco como este en un laboratorio obsequiará una ventaja importante en interpretar los datos mensurables que arrojaría un campo real.

Se diseñó y construyó un sistema hidráulico de cargas que puede simular el comportamiento de un pozo real, evaluando todos los elementos afines, como la sarta de varillas, peso del fluido y diferentes perturbaciones que puedan existir. Dicho sistema genera cargas de hasta 150 kgf y posee un cilindro con una carrera de 33 cm. Conociendo estas variables se pudo construir y graficar la carta dinamométrica.

Hubo una mejoría en el banco prototipo, se redujo el ruido y toda la fricción de los elementos mecánicos del emulador de cargas anterior, esto se debe a que se eliminó el uso de las guías y demás componentes que influían en el recorrido de la pesa viajera.

Se instalaron encoders como parte de la instrumentación del banco, en lugares estratégicos como la manivela y viga viajera con la que se obtuvo posición, velocidad y aceleración. Esto serviría de ayuda didáctica para la asignatura Dinámica, ya que el banco es un claro ejemplo del mecanismo manivela-biela-

balancín. El comportamiento del mecanismo se observaría tomando dichas variables, además podría ser accesible para los estudiantes de Ingeniería Mecánica.

Se seleccionó y se adecuó un freno como elemento mecánico que generó una perturbación tipo fricción que a su vez se reflejó en el dinagrama como posible falla en un pozo real.

13.RECOMENDACIONES

Para continuar con la investigación se considera la opción de automatizar el banco protipo, facilitando la recopilación de los datos y el diagnóstico en un pozo inteligente.

Como se dispone de elementos mecánicos, es necesario lubricar las partes móviles y aún más en las partes críticas, un ejemplo sería el apoyo donde se une las bielas con la viga viajera ya que existe fricción entre el buje y el tornillo que permiten la oscilación de dicha viga.

Revisar el nivel de aceite es de suma importancia en todo sistema hidráulico además de la temperatura del aceite. Si el nivel de aceite es bajo, la bomba aspira aire y esto podría llevar inconvenientes en la funcionalidad provocando un fenómeno llamado cavitación.

Para evitar la descarga de la guaya con respecto al cilindro, es necesario utilizar un mecanismo tensor más efectivo del que se encuentra en el banco ya que en el dinagrama se reflejaron valores no deseados.

Para no tener sobrecargas en el motor eléctrico del banco, es conveniente aumentar el peso del bloque de contrabalanceo. Si se desea que el banco trabaje muchos ciclos, el motor podría recalentarse, debido al poca carga de contrabalanceo. Esto resulta siendo una ventaja, porque se lograría elevar la carga que se evidencia en las sartas de varilla y crudo extraído.

BIBLIOGRAFIA

HAMROCK, Bernard. Elementos de Maquinas. México DF.: McGraw-Hill, 2000.

LUFKIN INDUSTRIES INC. General Catalog. Oilfield Products Group. USA, 2011

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

PARKER. Tecnología oleohidráulica industrial, ITEC LTDA, Cali

PARDO, Cristian Darío y ESPINOSA, Lesstherd Dasaveth. Diseño y construcción de un banco prototipo emulador de cargas de un sistema de levantamiento artificial de petróleo tipo convencional. Tesis de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisico-Mecanicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2013.

SANCHEZ, Cindy Lloraine y ORDOÑEZ, Juan Sebastián. Diseño y construcción de un banco de pruebas para sellos hidráulicos para la empresa DIMAM S.A.S. Tesis de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisico-Mecanicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2014.

VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial, Barcelona: Editorial Blume, 1984.

ANEXO A

Miller H Series Hydraulic Cylinders

Oversize Piston Rods for Column Strength on Long Push Stroke Cylinders

Cylinder applications requiring column strength or long cylinder push strokes may need oversize piston rods.

However, Miller Fluid Power cautions against depending upon the higher rigidity of oversize rods to absorb or reduce side loading. Actually, the greater flexibility of a smaller standard diameter rod transmits less side loading back to the piston rod bushing. It is important to use the correct rod diameter based on the various factors involved in your application. Oversize rods, when not needed, merely add to the cylinder price and require longer delivery. Standard rod diameters are recommended for all pull stroke cylinders. To determine the correct rod diameter for a push stroke application, follow these simple steps.

1. Referring to the Group A through C illustrations on the previous page, determine the value of "L" for your cylinder, or use the "Adjusted L Dimension" calculated in Step 4 on that page.
2. In the Oversize Piston Rod Table, find in the first column your cylinder thrust value which was previously determined.
3. Move across the table to the right end and in the same row locate your "L" or "Adjusted L Dimension". If the exact value is not shown, continue to the next larger number.
4. Go to the top of the column and you will find the correct rod diameter for your cylinder application.

Oversize Piston Rod Table

Thrust in lbs.	PISTON ROD DIAMETER															
	3/8"	1"	1 1/8"	1 3/4"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	4 1/2"	5"	5 1/2"	7"	8"	9"	10"
250	43	94	146													
400	37	83	134	186												
700	30	68	118	168	202	275										
1,000	27	60	105	155	190	257	330									
1,400	24	53	92	142	174	244	308	385								
1,800	23	48	82	127	160	230	296	366	440							
2,400	19	45	75	114	145	213	281	347	415	488						
3,200	16	41	67	103	130	194	261	329	400	461						
4,000	13	38	63	94	119	175	240	310	378	446						
5,000	9	34	60	87	110	163	225	289	360	426	494					
6,000	5	30	56	82	102	152	208	274	342	410	476					
8,000	5	26	50	76	93	137	188	245	310	375	447					
10,000	4	21	45	70	89	125	172	222	279	349	412	482				
12,000	3	17	41	65	84	118	155	210	269	326	388	454				
16,000		9	34	57	75	110	142	188	235	292	350	420				
20,000		8	28	52	68	103	136	172	218	270	326	385				
30,000		6	12	39	55	87	120	156	189	230	285	330				
40,000			11	22	43	74	108	142	177	210	248	294				
50,000			9	15	30	66	96	130	165	200	234	269	408			
60,000				14	18	57	88	119	154	190	225	256	384			
80,000				12	16	56	71	104	137	170	204	240	336			
100,000					14	22	57	90	120	154	189	222	324	400		
120,000					12	21	45	77	108	140	175	207	313	377		
140,000						19	27	64	98	128	160	194	301	365		
160,000						17	26	47	86	118	148	182	279	350	421	
200,000						14	17	31	67	98	131	161	260	330	402	
250,000							19	28	36	72	109	141	236	301	375	
300,000								25	34	42	86	120	212	281	351	420
350,000								22	31	39	52	100	195	261	328	396
400,000								19	27	37	45	77	182	241	309	374
500,000										32	41	49	152	212	274	341
600,000											37	45	114	183	247	310
700,000											32	41	70	162	221	280
800,000												37	63	118	197	260
900,000													60	82	168	237
1,000,000													57	73	115	212
1,200,000													51	68	84	170
1,400,000													45	62	79	105
1,600,000														57	74	91
1,800,000															70	86
2,000,000															65	82

Values of (L) for slenderness ratios (slenderness ratio = length + radius of gyration = 4 x length + piston rod diameter) greater than 50 have a safety factor of 5 to 1. Values of (L) for slenderness ratios less than 50 are based on compressive strength only (S = thrust + rod area) and have safety factors between 2.4-1 and 5-1 which are directly proportional to (L). (i.e. the greater the value of (L) the greater the safety factor).

Miller H Series Hydraulic Cylinders

Keying and Pinning Foot Mounting Cylinders

Foot mount cylinders should be keyed or pinned on the appropriate end to eliminate shearing loads on mounting bolts.

Cylinders with integral key mounts may be used where keyways can be cut in a machine member. This type of mounting accommodates shear loads, provides accurate alignment of the cylinder, and simplifies installation and servicing.

Only one end of a cylinder should be keyed to the machine. If both ends are keyed, there will be no cylinder elasticity to assist in absorbing shocks.

Locating pins may be used instead of shear keys to help take shear loads and to assure proper cylinder alignment. As with keys, cylinders

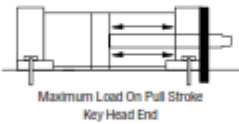
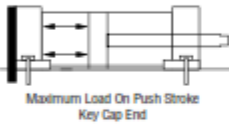
should be pinned at either end (but not both ends). Contrary to common die design practices, cylinders should never be pinned across corners.

To do so can result in severe warping under operating pressures and temperatures.

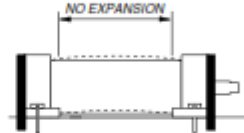
Pivoted mounts should have the same type of pivots at both the cylinder body and rod end. If a simple pivot pin mount is used, the pivot pin axes at each end should be parallel. Trunnion mounts are generally designed to resist only shear loads. Therefore, self-aligning mounts should not be used to support the trunnions, otherwise bending forces can also be set up.

Keying a Cylinder

RIGHT

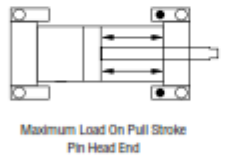
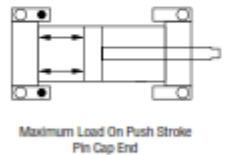


WRONG

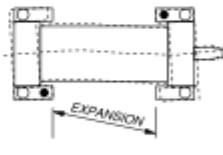
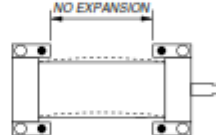


Pinning a Cylinder

RIGHT



WRONG

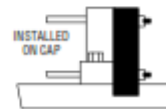
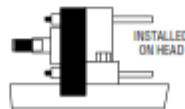
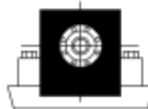


"K" Retainer-Key Extension

Provides Models 71, 72, 74, and 77 with Max. Mounting Rigidity Without Pins or Welded Keys

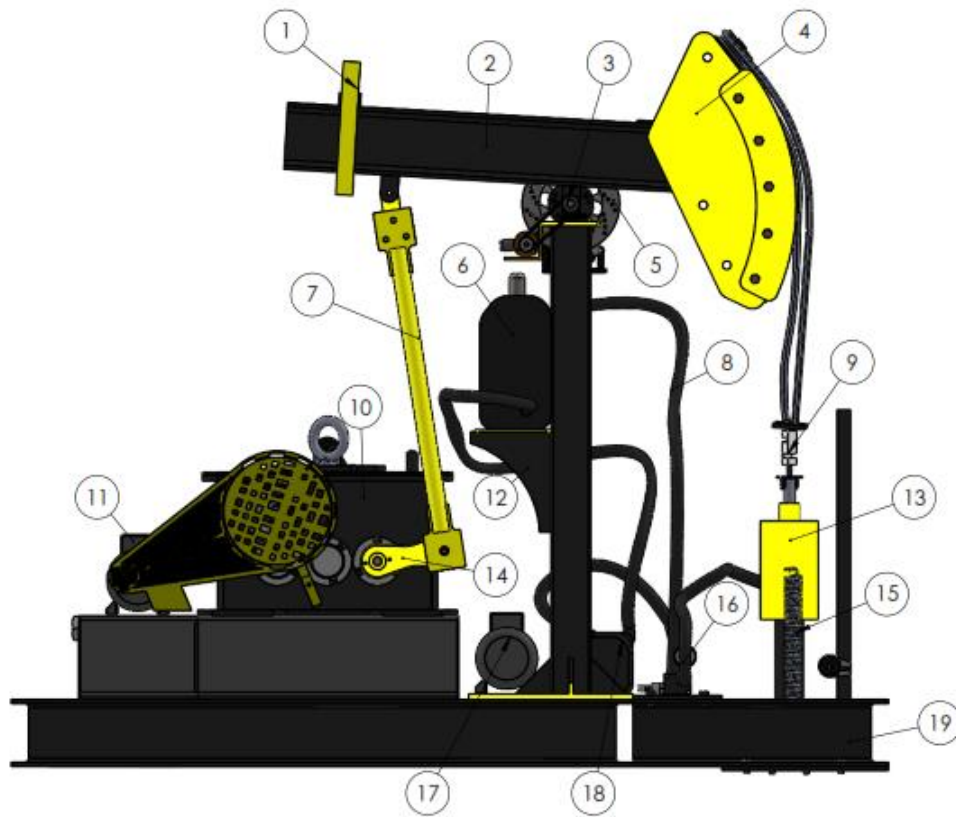
For a rugged mounting that cannot shift under maximum loads, the "K" retainer-key extension extends the rod retainer plate so that it slips into a slot milled in

machine's mounting surface. "K" retainer thickness is dimension "F" $\times \frac{1}{8}$. Extension = $\frac{1}{2}$. Available as option at additional cost.



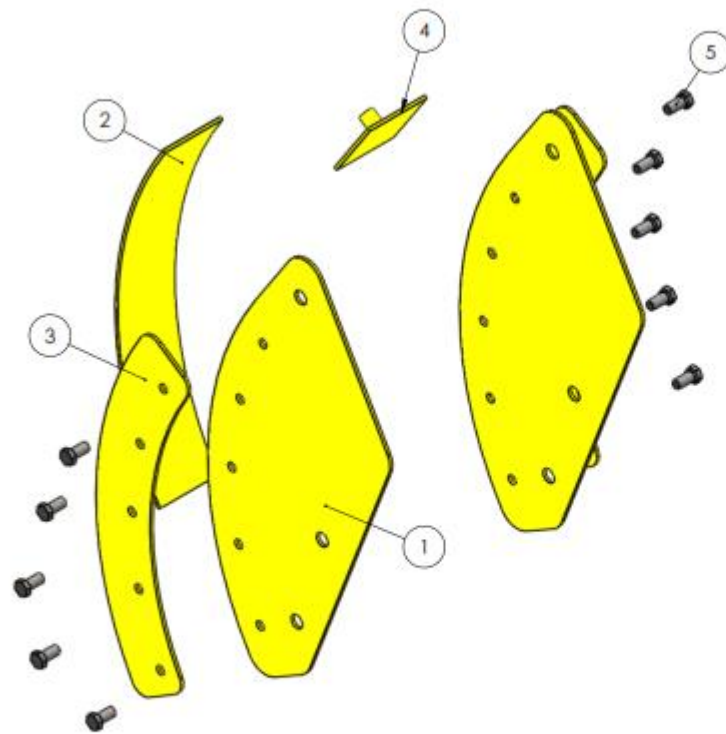
*See respective mounting pages for dimensions — Square Retainer Section

ANEXO B



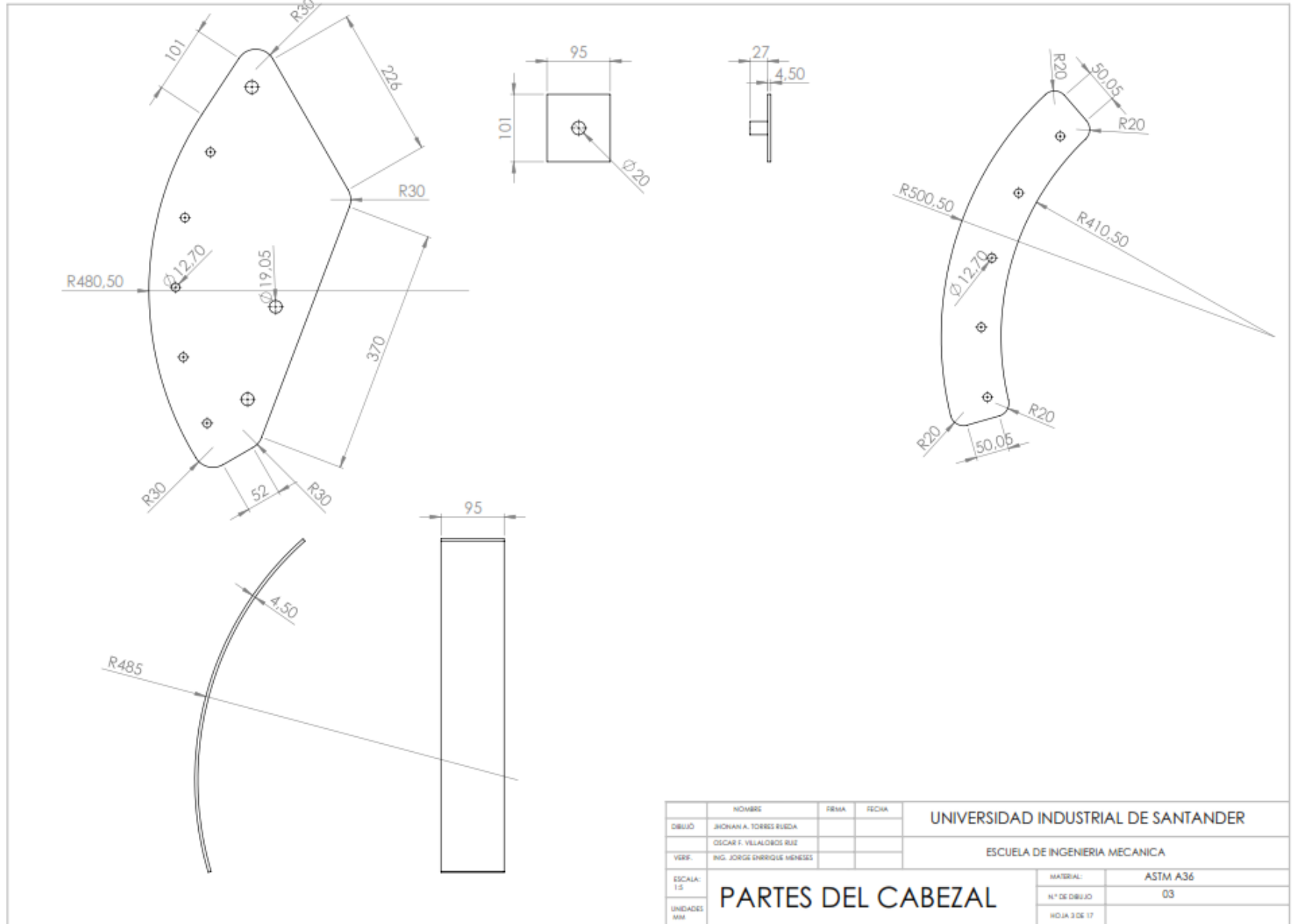
ITEM	NOMBRE	CANT
1	CONTRAPESO	1
2	VIGA VIAJERA	1
3	EJE	1
4	CABEZAL	1
5	DISCO DE FRENO	1
6	TANQUE	1
7	BIELA	2
8	MANGUERA	4
9	CELDA DE CARGA	1
10	CAJA DE REDUCTORA	1
11	MOTOR DEL BANCO	1
12	SOPORTE DE TANQUE	1
13	PESO DE SARTA	1
14	MANIVELA	2
15	RESORTE	2
16	CIRCUITO HIDRAULICO	1
17	MOTOR DE BOMBA	1
18	BOMBA HIDRAULICA	1
19	BASE EMULADOR	1

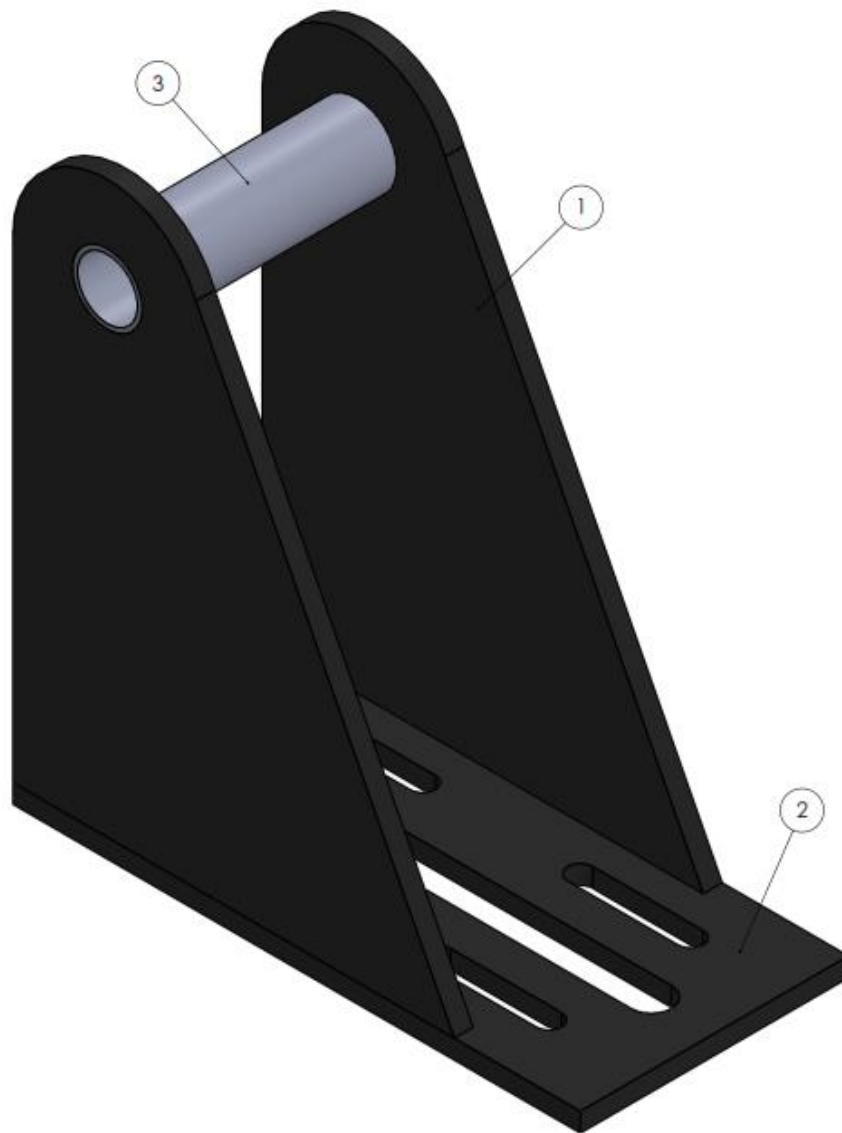
NOMBRE				UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJO	JHONAN A. TORRES RUIZA	FIRMA	FECHA	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	OSCAR F. VILLALBA DE RUIZ				
VSSE	ING. JORGE ENRIQUE MENDES				
ESCALA:	SISTEMA DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL			MATERIAL:	ASTM A36
1:5				N° DE DIBUJO	001
UNIDADES:				MM	HOJA 1 DE 1



ITEM	NOMBRE	CANT
1	LAMINA LATERAL	2
2	LAMINA DOBLADA	1
3	PESTAÑA	2
4	LAMINA PARA POLEA	1
5	TORNILLO 1/2 in	10

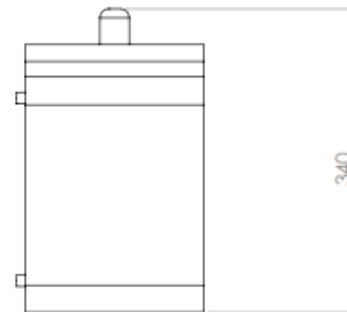
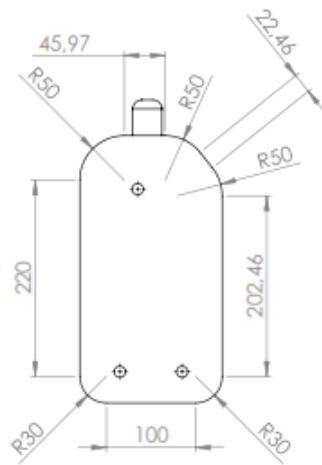
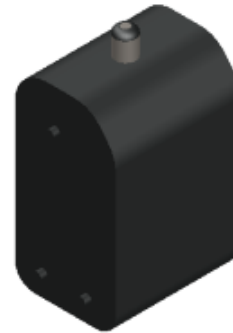
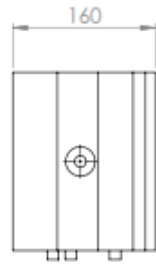
NOMBRE		FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DISENYO	ANDRÉS A. TORRES RIVERA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
VERO	ING. JORGE BARRIGA GONZALEZ				
ESCALA:	CABEZAL	NORMA:		ASTM A36	
LA		N° DE DISEÑO:		001	
UNIDADES:		MCM 1 DE 1			



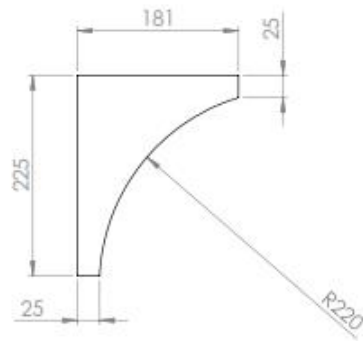
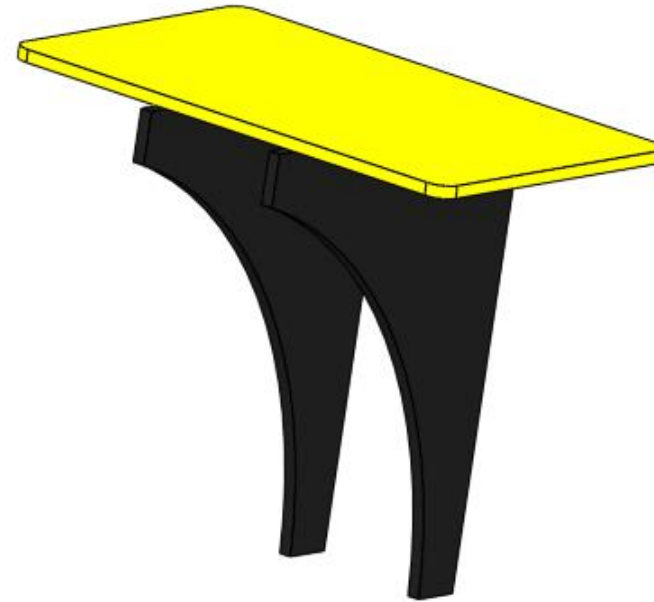
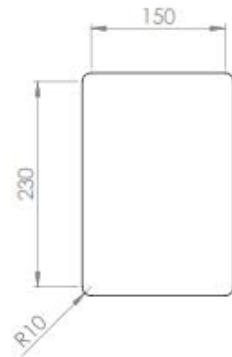


ITEM	NOMBRE	CANT
1	CARA LATERAL	2
2	BASE	1
3	EJE SOPORTE	1

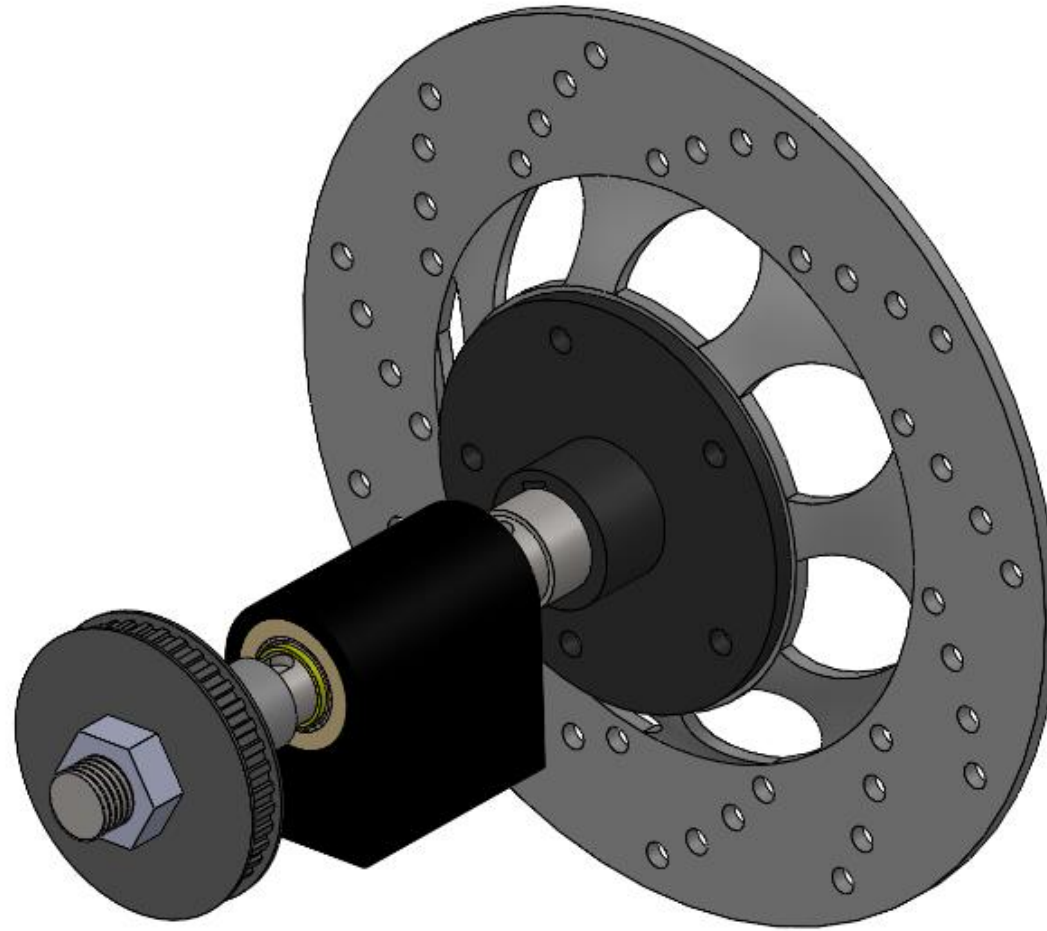
NOMBRE		FECHA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
DIBUJO	JHONAN A. TORRES RUSDA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
	OSCAR F. VILLALOBOS RUIZ					
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE HENEZES					
ESCALA:	SOPORTE CABEZAL			MATERIAL:	ASTM A36	
UNIDADES:				MM	N° DE DIBUJO	04
					PÁGINA 4 DE 17	



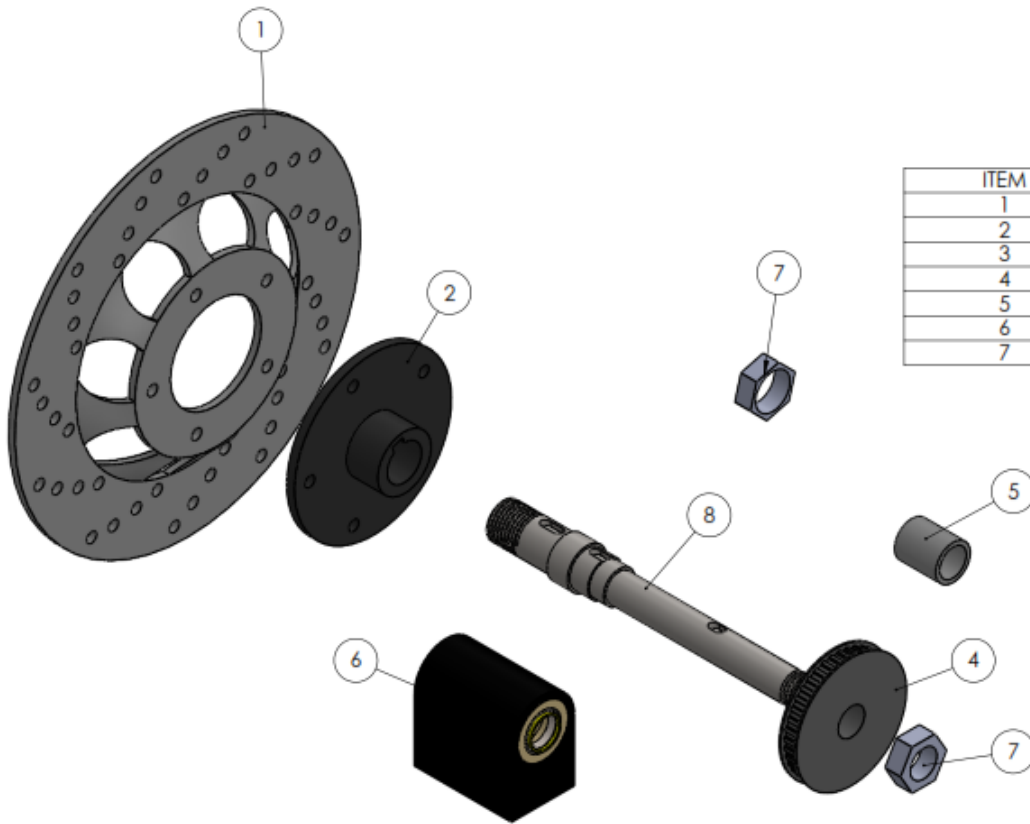
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJO	JHONAN A. TORRES RUIZA				
	OSCAR F. VILLALOBOS RUIZ			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA:	TANQUE			MATERIAL:	ASTM A36
1:5				N° DE DIBUJO	06
UNIDADES				MM	HOJA 4 DE 17



		NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJO		JHONAN A. TORRES BUSTO			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
VERIF.		ING. JORGE ENRIQUE MENDEZ				
ESCALA:	BASE DEL TANQUE				MATERIAL:	ASTM A36
1:5					N° DE DIBUJO	07
UNIDADES M.M.					HOJA 7 DE 17	

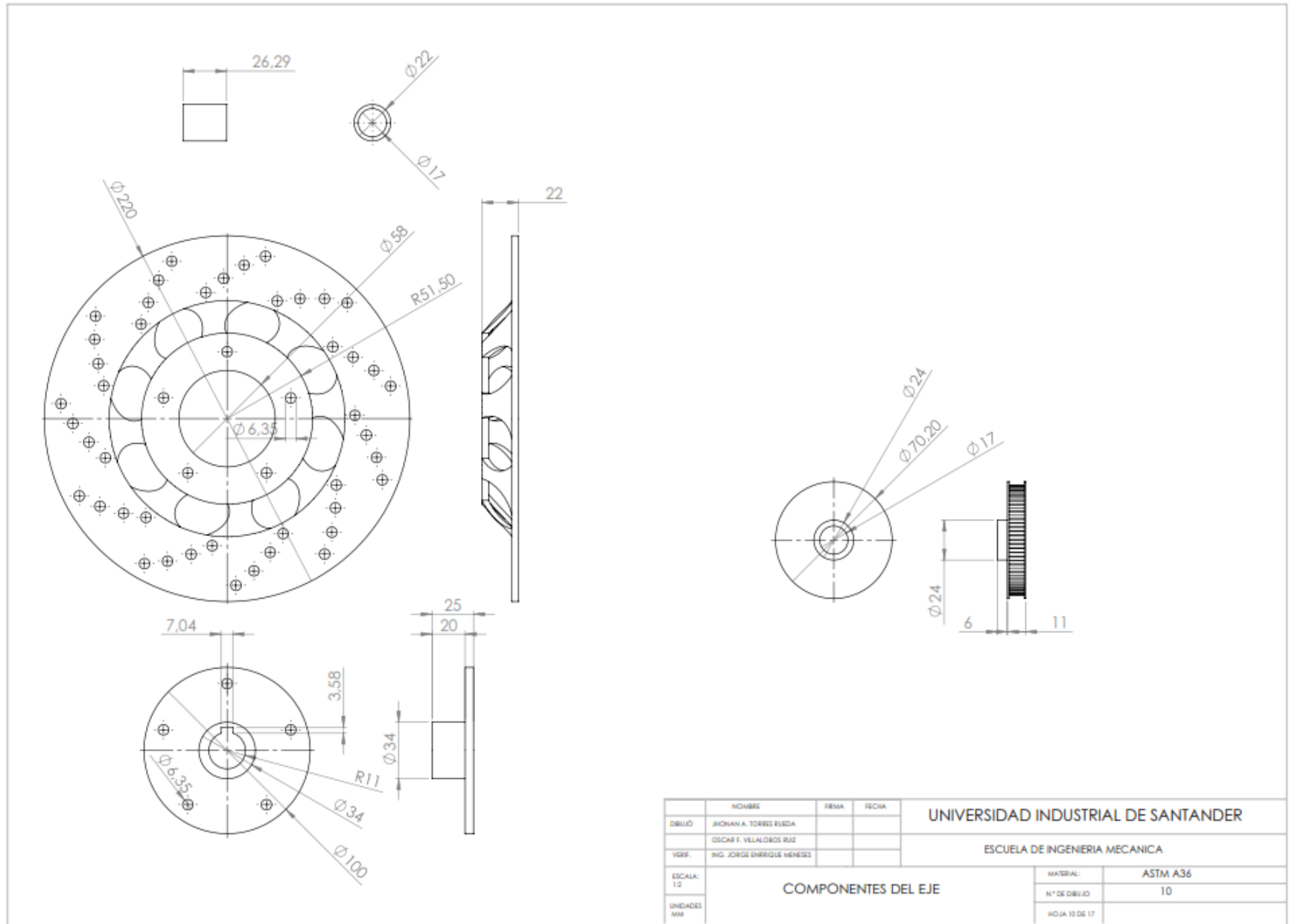


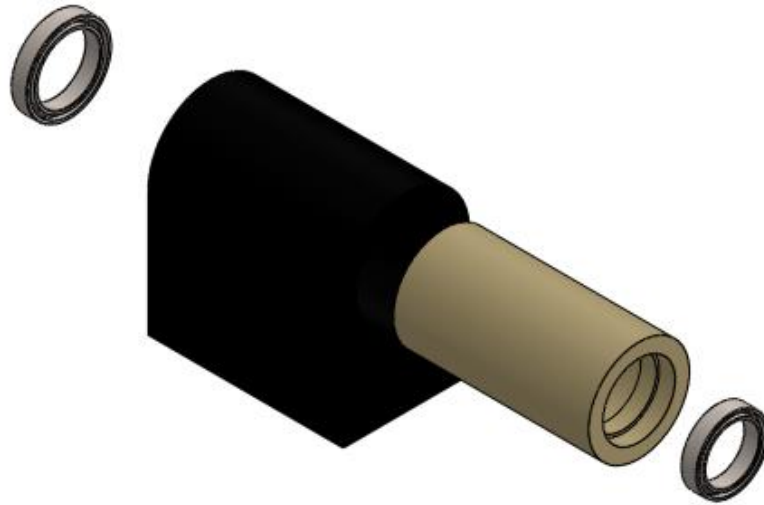
NOMBRE		FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DISEÑO	SHONANA TORRES ELIADA		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE MENEZES			
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE MENEZES			
ESCALA:	EJE Y SUS COMPONENTES		MATERIAL:	SAE 1045
UNIDADES:			N° DE DISEÑO:	08
MM			HOLIA 8 DE 17	



ITEM	NOMBRE	CANT
1	DISCO	1
2	BRIDA	1
3	EJE	1
4	POLEA	1
5	BUJE	1
6	CARTUCHO	1
7	TUERCA	2

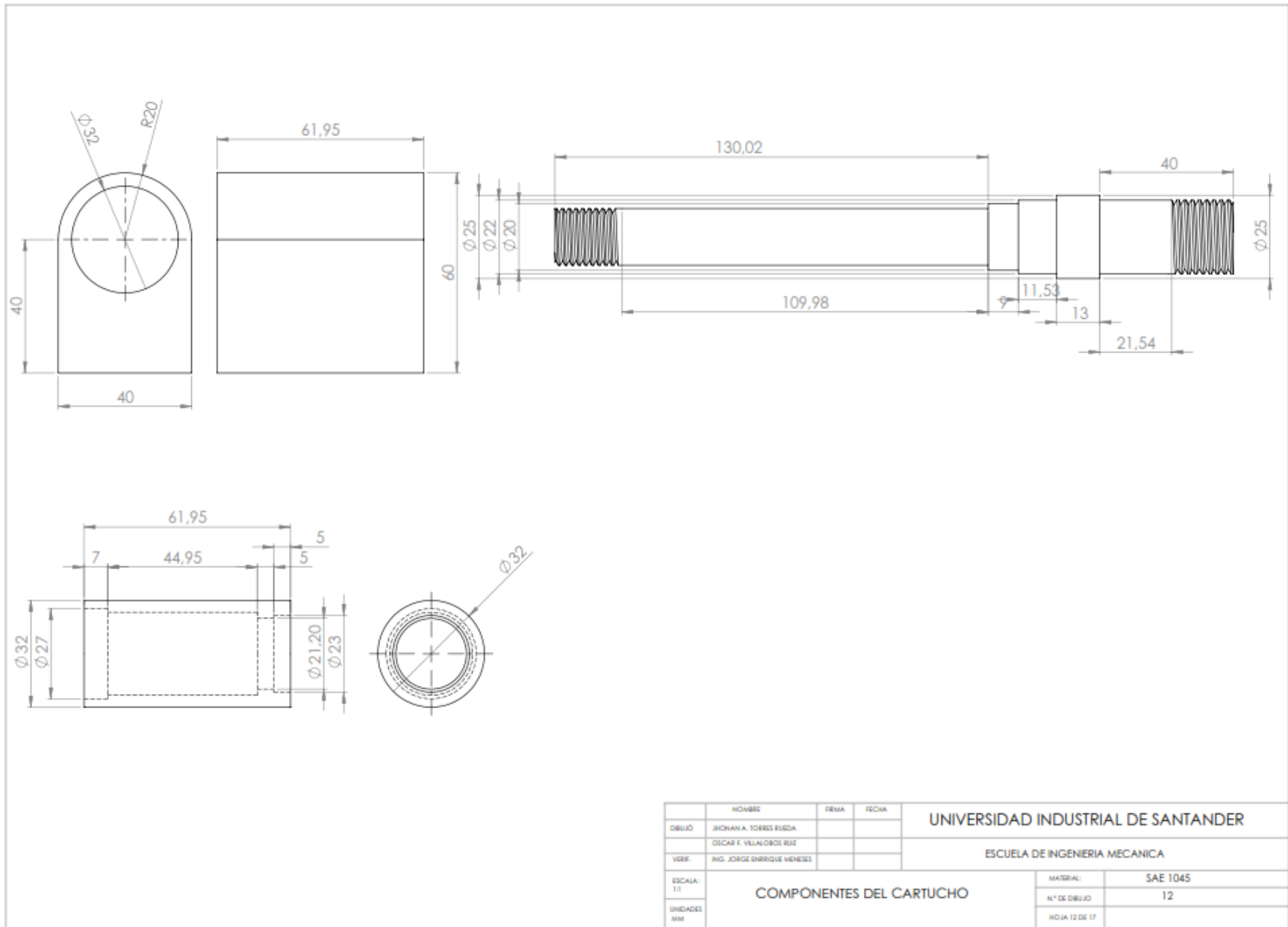
NOMBRE		FIRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJO	JHONAN A. TORRES RUIZA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE HENRIKES				
ESCALA:	EXPLOSIONADO DEL EJE			MATERIAL:	SAE 1045
UNIDADES:				N° DE DIBUJO	09
MM				HOJA 9 DE 17	



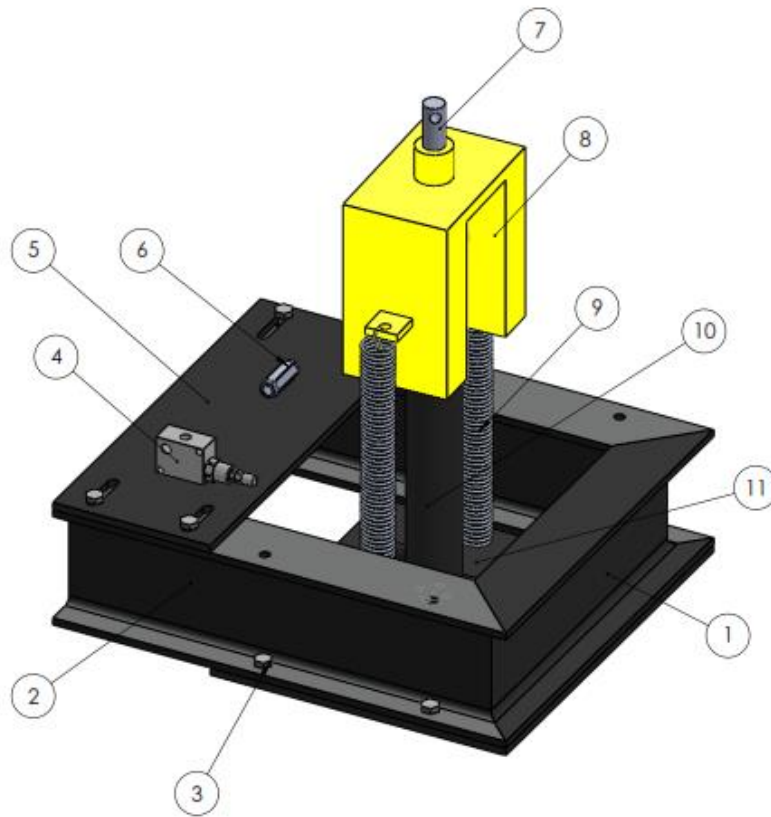


ITEM	NOMBRE	CANT
1	RODAMIENTO 61803	1
2	RODAMIENTO 61804	1
3	CARCASA	1
4	CARTUCHO	1

NOMBRE		FRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DISEÑO	SHIRIANA TORRES SUADA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE MENEZES				
ESCALA:	CARTUCHO			MATERIAL:	SAE 1045
UNIDADES:				N° DE DISEÑO	11
MM				HOJA 11 DE 17	

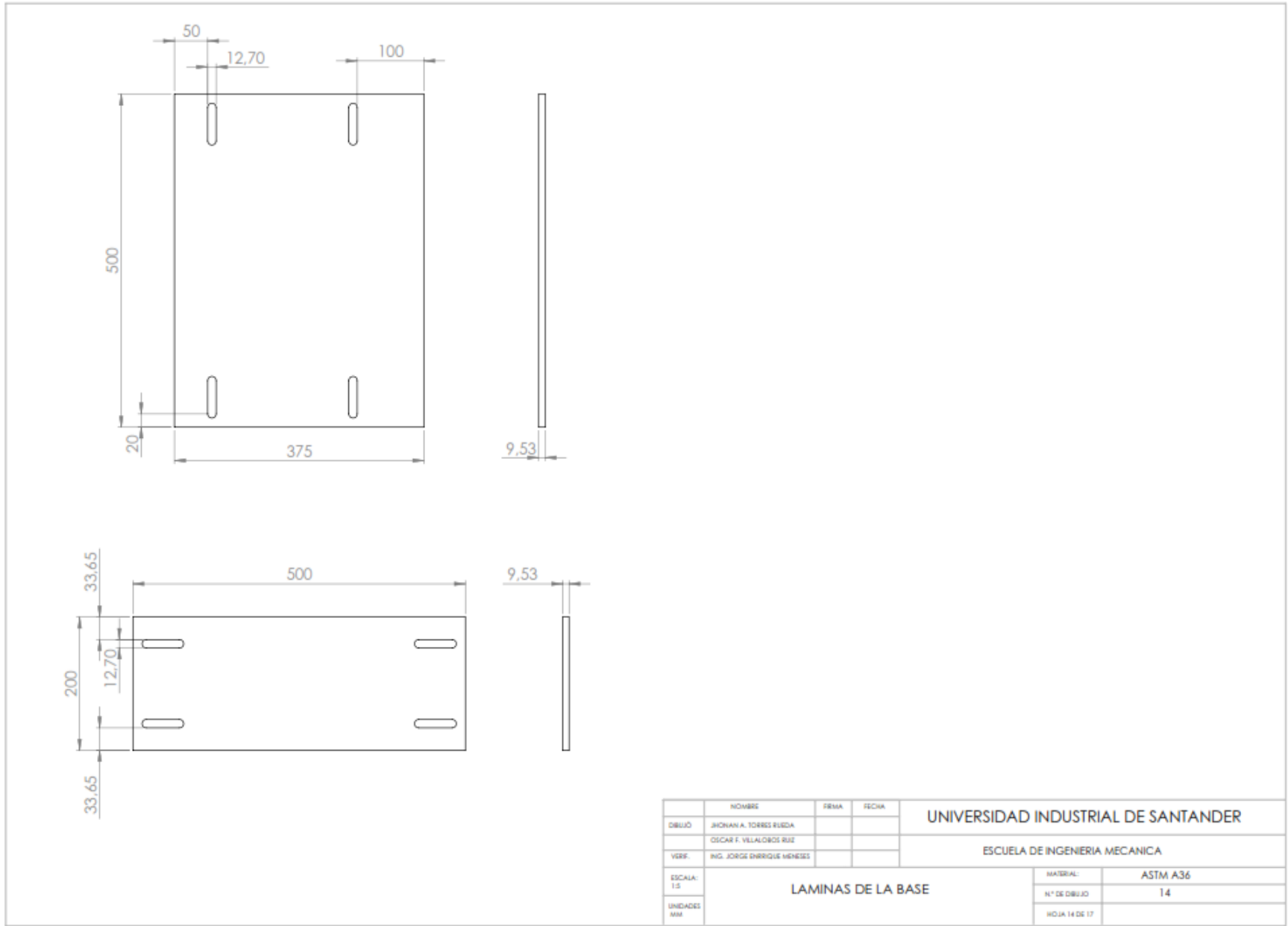


NOMBRE		FRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIBUJO	JHONAN A. TORRES RUSDA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA:	COMPONENTES DEL CARTUCHO			MATERIAL:	SAE 1045
UNIDADES:				N° DE DIBUJO	12
MM				HOJA 12 DE 17	

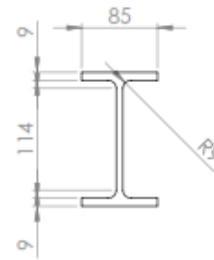
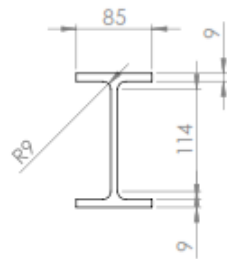
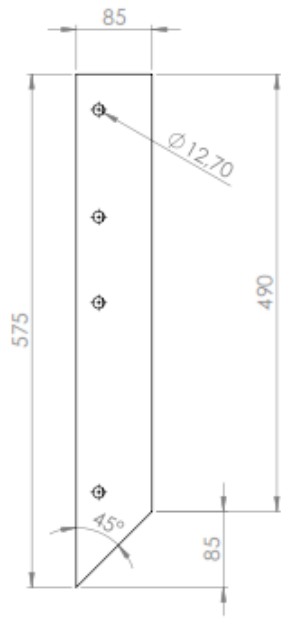


ITEM	NOMBRE	CANT
1	PERFIL DIN IP80 CENTRAL	1
2	PERFIL DIN IP80 LATERAL	2
3	TORNILLO	8
4	VALVULA DE ALIVIO	1
5	LAMINA PARA VALVULAS	1
6	VALVULA CHEQUE	1
7	VASTAGO	1
8	PESO DE SARTA	1
9	RESORTE	2
10	CILINDRO	1
11	LAMINA PARA CILINDRO	1

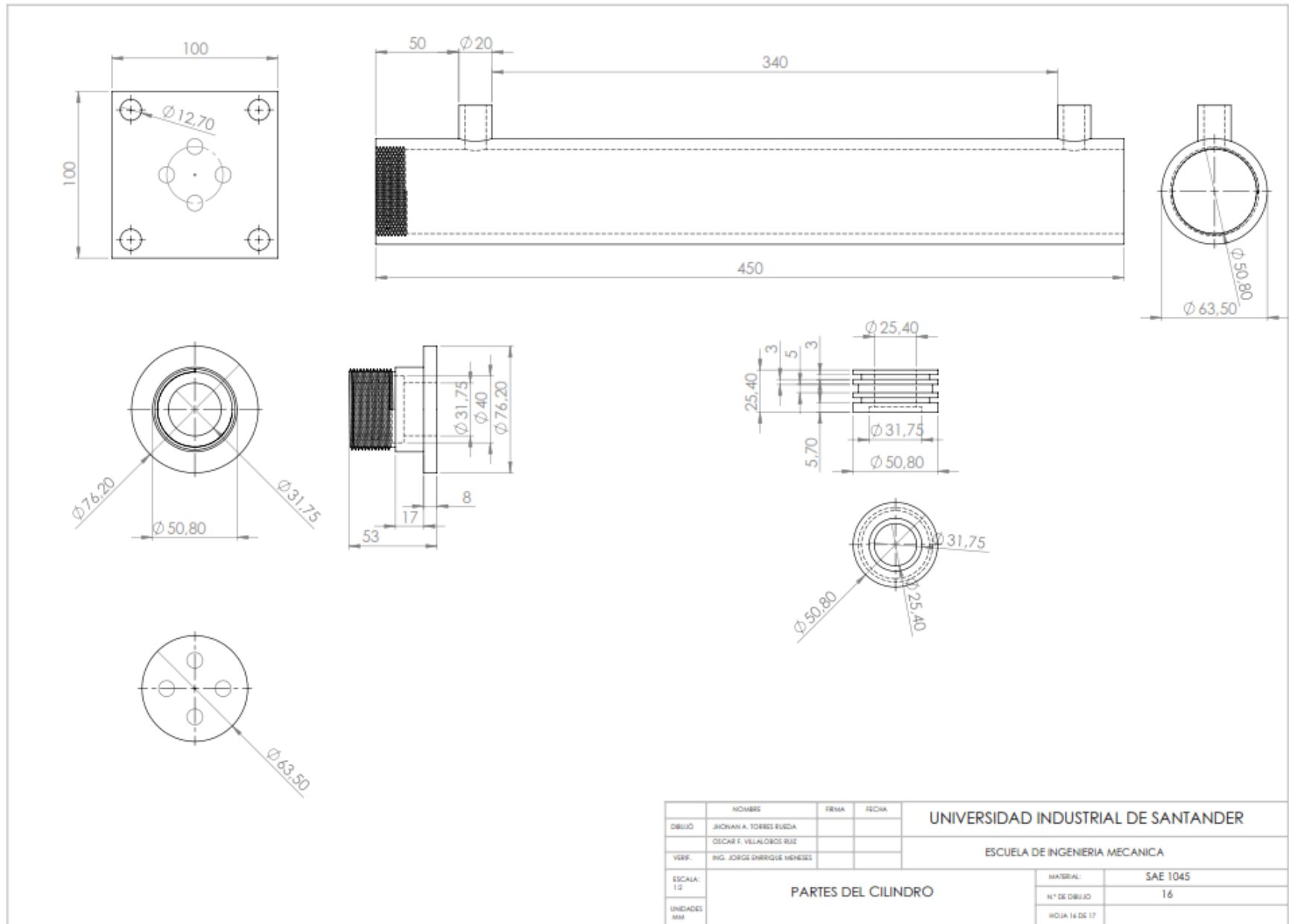
NOMBRE		FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DISEÑO		FECHA	
VERIF.		FECHA	
ESCALA: 1:5 UNIDADES: MM			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA MATERIAL: N° DE DISEÑO: 13 HOJA 13 DE 17
COMPONENTES BASE DEL EMULADOR HIDRAULICO			



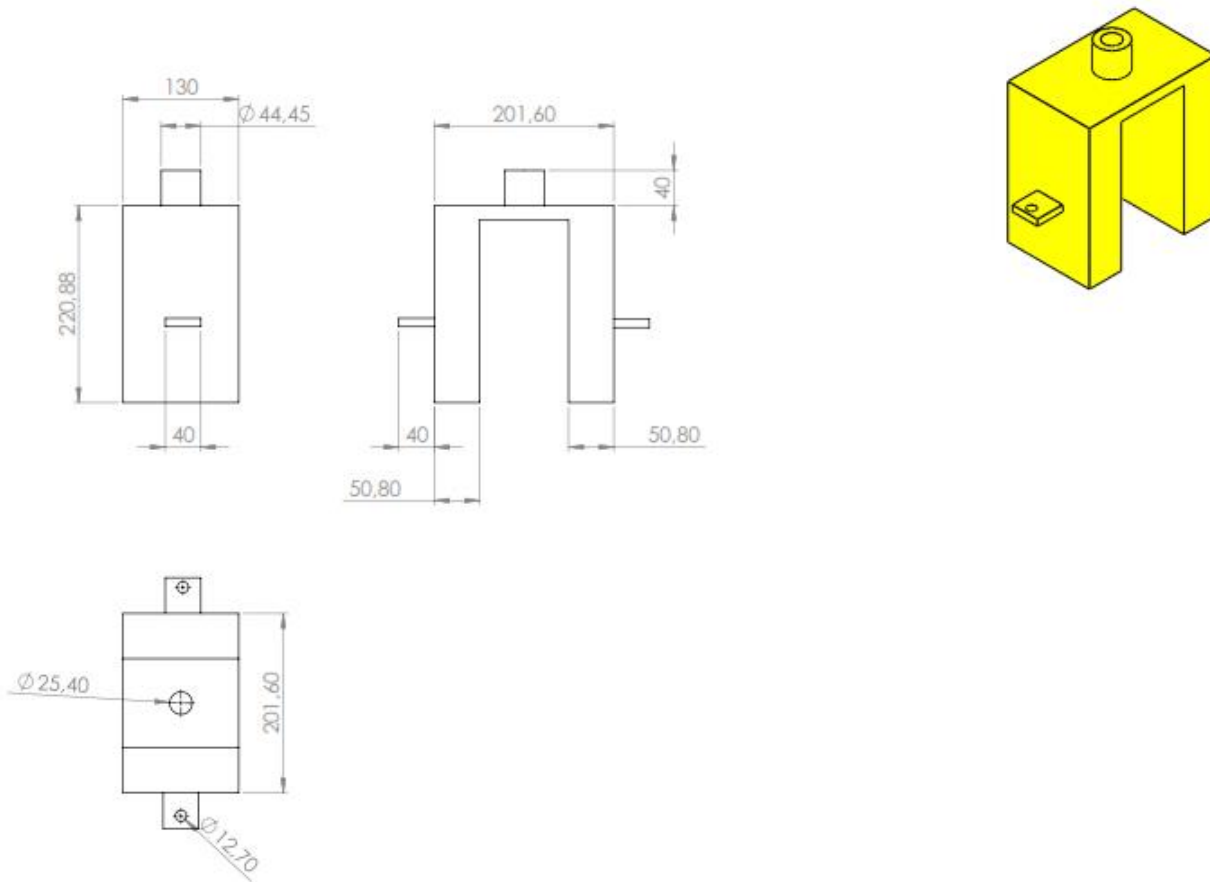
		NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DELIBO		JHONAN A. TORRES RUSDA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
		OSCAR F. VILLALBOBOS RUIZ				
VERIF.		ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA:	LAMINAS DE LA BASE				MATERIAL:	ASTM A36
UNIDADES:					N° DE DIBUJO	14
MM					HOJA 14 DE 17	



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DEBUIO	JHONAN A. TORRES RUEDA				
	OSCAR F. VILLALBOS RUIZ			MATERIAL: ACERO DIN	
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA: 1:1	PERFILES DIN IP80			HOJA 15 DE 17	
UNIDADES: MM					



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
NOMBRE	PRIMA	FECHA
DIBUJO	JHONAN A. TORRES SUEDA	
	OSCAR F. VILLALOBOS RUIZ	
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE MENDES	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ESCALA:	PARTES DEL CILINDRO	MATERIAL:
1:2		SAE 1045
UNIDADES:		N° DE DIBUJO
MM		16
		HOJA 14 DE 17



NOMBRE		FECHA	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DISEÑO	JHONAN A. TORRES RUIZA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
VERIF.	ING. JORGE ENRIQUE MENDES				
ESCALA:	PESO DE SARTA DE VARILLA			MATERIAL:	ASTM A36
UNIDADES:				N° DE DISEÑO	17
MM				HOJA 17 DE 17	