

**DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBA DE UN BANCO PARA DETERMINAR LA
PERDIDA DE POTENCIA MECANICA DEBIDA A RODAMIENTOS**

**WILLIAN FERNANDO MORENO GARCIA
JONATHAN ERNESTO GALLO SUAREZ**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

**DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBA DE UN BANCO PARA DETERMINAR LA
PERDIDA DE POTENCIA MECANICA DEBIDA A RODAMIENTOS**

**WILLIAN FERNANDO MORENO GARCIA
JONATHAN ERNESTO GALLO SUAREZ**

Trabajo de grado presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico

**Director
ALFONSO SANTOS JAIMES
Ing. Mecánico**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2010**

NOTA DE ACEPTACIÓN:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga 7 de abril de 2010

A Dios y la Santísima Virgen por guiar mi camino manteniéndome siempre con los principios éticos y morales de los que hoy disfruto, a mis padres Nelson Moreno Ortiz y Rosalba García Rondón por su apoyo incondicional y por la fortaleza de sus palabras que siempre me impulsaron a seguir adelante para lograr ser un profesional. A mis hermanos Fabián y Jeisson, a mi abuela Custodia, a mis tíos Álvaro y Edelcy y a todos mis demás familiares y amigos que me acompañaron durante este difícil pero grato camino.

DIOS LOS BENDIGA PADRE Y MADRE AMADOS...

Willian Fernando

Dedico este proyecto y toda mi carrera universitaria a Dios por ser quien ha estado a mi lado en todo momento dándome las fuerzas necesarias para continuar luchando día tras día y seguir adelante rompiendo todas las barreras que se me presenten. Le agradezco a mis padres Luis Ernesto y Elsa Liliana gracias a ellos soy quien soy hoy en día, porque ellos han velado por mi salud, alimentación, educación, entre otros son ellos a quienes les debo todo, a mi hermano Jorge Luis y a todos mis familiares que me acompañaron durante todo este camino.

Jonathan Ernesto

AGRADECIMIENTOS

Los realizadores de este proyecto expresan sus más sentidos agradecimientos:

A la Universidad Pontificia Bolivariana y la facultad de Ingeniería Mecánica, por abrirnos sus puertas y permitirnos ser parte de una comunidad fiel a sus principios católicos y al conocimiento profesional.

Al ingeniero Alfonso Santos Jaimes por aceptar ser nuestro guía y mayor colaborador en el principio, desarrollo y culminación de este proyecto.

A todos los miembros del cuerpo docente de la facultad de ingeniería mecánica por su apoyo y excelente conocimiento que nos fue transmitido durante el transcurso de nuestras carreras.

A Ludwig Casas quien nos acompañó y colaboro en culminación de nuestro proyecto.

Finalmente a todos los amigos y compañeros que siempre estuvieron acompañándonos y ayudándonos en este camino de aprendizaje y crecimiento integral.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN.....	20
1. OBJETIVOS.....	21
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	21
1.2 OBJETIVO ESPECIFICOS.....	21
2. MARCO TEÓRICO.....	23
2.1 RODAMIENTOS.....	23
2.2 CLASIFICACION DE LOS RODAMIENTOS.....	24
2.2.1 Rodamientos Para Cargas Radiales.....	24
2.2.2 Rodamientos Para Cargas Axiales.....	24
2.2.3 Rodamientos Para Cargas Combinadas.....	24
2.3 TIPOS DE RODAMIENTOS.....	24
2.3.1 Rodamientos rígidos de bolas.....	24
2.3.2 Rodamientos de rodillos cilíndricos.....	26
2.3.3 Rodamientos de rodillos cónicos.....	27
2.4 DISPOCION DE RODAMIENTOS.....	28
2.5 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	29
2.6 CARGAS EN RODAMIENTOS.....	30
2.6.1 Magnitud de la carga.....	30

2.6.2 Capacidad de carga dinámica C.....	30
2.6.3 Capacidad de carga estática Co.....	31
2.6.4 Capacidad de carga combinada.....	31
2.6.5 Capacidad de carga combinada equivalente.....	31
2.7 DESALINEACIÓN.....	33
2.8 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO.....	34
2.9 VELOCIDAD Y VIBRACION.....	34
2.10 LUBRICACIÓN.....	35
2.10.1 Lubricación Con Grasa.....	36
2.10.2 Lubricación Con Aceite.....	36
2.11 SENSOR DE TORQUE.....	37
2.12 PERDIDA DE POTENCIA DEBIDA A RODAMIENTOS.....	38
2.13 BANCO DE PRUEBAS.....	38
2.14 FRENO.....	39
2.14.1 Freno Hidráulico.....	39
2.14.2 Freno Mecánico.....	39
3 DISEÑO BASICO.....	40
3.1 SISTEMA OLEOHIDRAULICO.....	40
3.2 MOTOR.....	40
3.3 EJES.....	41

3.4	SENSORES DE TORQUE.....	42
3.5	RODAMIENTOS.....	42
3.6	ACOPLES.....	45
4	DISEÑO DE DETALLE.....	46
4.1	DISEÑO DEL EJE.....	46
4.1.1	Diagrama De Cuerpo Libre	47
4.1.2	Torque Máximo.....	48
4.1.3	Esfuerzo Cortante Máximo.....	49
4.1.4	Esfuerzo Equivalente – Teoría De Von Mises.....	51
4.1.5	Deformación máxima.....	51
4.2	ANALISIS DEL EJE EN ANSYS.....	52
4.2.1	Geometría Del Eje.....	52
4.2.2	Mallado.....	53
4.2.3	Aplicación De Las Cargas Y Soportes.....	55
4.2.4	Resultados Obtenidos.....	56
4.2.5	Esquemas de PATH.....	59
4.2.6	Análisis de resultados.....	61
4.3	DISEÑO DE LOS ACOPLES Y CALCULO DEL DIAMETRO MINIMO DE LOS TORNILLOS.....	62

4.3.1 Diámetro mínimo de los tornillos.....	63
4.4 ANÁLISIS DE LOS ACOPLES EN ANSYS.....	66
4.4.1 Análisis de resultados.....	73
5 TOMA DE DATOS.....	74
6 DATOS TEÓRICOS	82
7 RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	88
7.1 NUMERO DE MEDICIONES Y MARGEN DE ERROR.....	94
8. EFICIENCIA MECANICA.....	100
8.1 VALORES DE EFICIENCIA MECANICA A CARGA RADIAL DE 523 NEWTON.....	100
8.1.1 Eficiencia mecánica rodamiento rígido de bola de 1 hilera a carga radial de 523 Newton y a velocidad de 200 rpm.	101
8.1.2 Eficiencia mecánica rodamiento rígido de bola de 2 hileras a carga radial de 523 Newton y a velocidad de 200 rpm.	101
8.1.3 Eficiencia mecánica rodamiento cilíndrico a carga radial de 523 Newton y a velocidad de 200 rpm.	102
8.1.4 Eficiencia mecánica rodamiento cónico a carga radial de 523 Newton y a velocidad de 200 rpm.	102
8.2 INTERPRETACION DE RESULTADOS.....	103
9. COMPARACIÓN DE LOS DATOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES A LA CARGA RADIAL DE 500 NEWTON.....	105
10. PÉRDIDA DE POTENCIA SEGÚN POTENCIA DEL MOTOR.....	109
CONCLUSIONES.....	114
RECOMENDACIONES.....	117
BIBLIOGRAFIA.....	119
ANEXOS A.....	120
ANEXOS B	

LISTA DE FIGURAS

pág.

Figura 1. Rodamientos rígidos de bola de una y doble hilera.....	25
Figura 2. Rodamiento de rodillos cilíndricos una hilera.....	26
Figura 3. Tipos de rodamientos cilíndricos.....	27
Figura 4. Rodamiento de rodillos cónicos de una hilera.....	28
Figura 5. Disposición de rodamientos.....	29
Figura 6. Representación de las cargas actuantes en rodamiento.....	31
Figura 7. Vista desalineación de rodamientos.....	33
Figura 8. Transductor de torque con eje.....	37
Figura 9. Transductor de torque con entrada de eje.....	37
Figura 10. Especificaciones Técnicas Rodamiento Rígido De Bola 1 Hilera 6004-2RSH.....	43
Figura 11. Especificaciones Técnicas Rodamiento Rígido De Bola Doble Hilera 4204 ATN9	44
Figura 12. Especificaciones Técnicas Rodamiento Cilíndrico NUP-204ECP.....	44
Figura 13. Especificaciones Técnicas Rodamiento Cónico 30204-J2/Q.....	45

Figura 14. Esquema de fuerzas sobre el eje principal.....	46
Figura 15. Diagrama De Cortantes Plano XY.....	47
Figura 16. Diagrama De Momentos.....	48
Figura 17. Eje principal del banco.....	53
Figura 18. Mallado en ANSYS del eje principal.....	54
Figura 19. Sizing aplicado al eje para merar el mallado.....	54
Figura 20. Modelamiento Ubicación cargas y soportes.....	56
Figura 21. Esfuerzo cortante máximo.....	57
Figura 22. Esfuerzos Equivalentes.....	57
Figura 23. Deformación total.....	58
Figura 24. Factor de seguridad esfuerzo cortante máximo	58
Figura 25. Factor de seguridad esfuerzo equivalente.....	59
Figura 26. Utilización de la geométrica de construcción 'Path'.....	60
Figura 27. Linealización del esfuerzo cortante máximo.....	60
Figura 28. Linealización del esfuerzo equivalente.....	61
Figura 29. Carga En Los Tornillos.....	63
Figura 30. Aplicación carga de apriete en los tornillos.....	67
Figura 31. Aplicación del Bolt Pretension.....	68

Figura 32. Relación de pasos para el estado del perno 1.....	68
Figura 33. Relación de pasos para el estado del perno 2.....	69
Figura 34. Relación de pasos para el estado del perno 3.....	69
Figura 35. Relación de pasos para el estado del perno 4.....	69
Figura 36. Esfuerzo cortante máximo.....	70
Figura 37. Esfuerzo equivalente en los pernos.....	71
Figura 38. Deformación total.....	71
Figura 39. Esfuerzo cortante máximo en la brida.....	72
Figura 40. Factor de seguridad en las bridas.....	72
Figura 41. Factor de seguridad en los tornillos.....	73
Figura 42. Variador de velocidad.....	74
Figura 43. Sistema oleohidráulico.....	75
Figura 44. Aplicación de la carga sobre el eje con el cilindro doble efecto.....	75
Figura 45. Vista de la acción del pistón sobre el eje.....	76
Figura 46. Vista lateral ubicación del cilindro doble efecto.....	76
Figura 47. Freno mecánico.....	77
Figura 48. Montaje del freno.....	77
Figura 49. Utilización de la balanza para calcular el torque de frenado.....	78

Figura 50. Medición torque de entrada.....	78
Figura 51. Medición torque de salida.....	79
Figura 52. Caja de adquisición de datos.....	81
Figura 53. Válvula reguladora de presión.....	81
Figura 54. Pérdida Teórica de Torque vs Velocidad - rodamiento de bolas de 1 hilera.....	85
Figura 55. Pérdida Teórica de Torque vs Velocidad - rodamiento de bolas de 2 hileras.....	86
Figura 56. Pérdida Teórica de Torque vs Velocidad - rodamiento cilíndrico.....	86
Figura 57. Pérdida Teórica de Torque vs Velocidad - rodamiento cónico.....	87
Figura 58. Pérdida de torque vs Velocidad - rodamiento de bolas de 1 hilera.....	92
Figura 59. Pérdida de torque vs Velocidad- rodamiento de bolas de 2 hileras.....	93
Figura 60. Pérdida de torque vs Velocidad – rodamiento cilíndrico.....	93
Figura 61. Pérdida de torque vs Velocidad – rodamiento cónico.....	94
Figura 62. Pérdida experimental de torque vs Velocidad a 523,64 N.....	107

Figura 63. Pérdida teórica de torque vs Velocidad a 500 N.....	108
Figura 64. Pérdida de potencia Vs la potencia transmitida por el eje en rodamientos de bolas 1 hilera.....	112
Figura 65. Pérdida de potencia Vs la potencia transmitida por el eje en rodamientos de bolas 2 hileras.....	112
Figura 66. Pérdida de potencia Vs la potencia transmitida por el eje en rodamientos cilíndricos.....	113
Figura 67. Pérdida de potencia Vs la potencia transmitida por el eje en rodamientos cónicos.....	113

LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Factores de multiplicación X y Y.....	32
Tabla 2. Valores constantes de coeficiente de rozamiento en rodamientos.....	34
Tabla 3. Propiedades físicas del acero inoxidable AISI 304.....	41
Tabla 4. Equivalencia medición caja electrónica a lectura de los torquímetros.....	42
Tabla 5. Propiedades físicas del acero AISI 1045.....	63
Tabla 6. Propiedades físicas de los pernos.....	64
Tabla 7. Formato para las mediciones.....	80
Tabla 8 Pérdida de torque rodamiento de bolas 1 hilera (6004-2RSH).....	82
Tabla 9. Pérdida de torque rodamiento de bolas de 2 hileras (4204 ATN9).....	83
Tabla 10. Pérdida de torque rodamiento cilíndrico (NUP-204ECP).....	83
Tabla 11. Pérdida de torque rodamiento cónico (30204-J2/Q).....	84
Tabla 12. Pérdida de torque experimental rodamiento de bolas 1 hilera (6004-2RSH).....	88
Tabla 13. Pérdida de torque experimental rodamiento de bolas 2 hilera.....	89
Tabla 14. Pérdida de torque experimental rodamiento cilíndrico.....	90
Tabla 15. Pérdida de torque experimental rodamiento cónico.....	91

Tabla 16. Datos obtenidos.....	95
Tabla 17. Datos obtenidos con margen de error.....	99
Tabla 18. Pérdida de torque experimental a 523.64 N.....	106
Tabla 19. Pérdida teórica de torque a 500 N.....	107
Tabla 20. Rodamiento de bola de 1 hilera.....	109
Tabla 21. Rodamiento de bola de 2 hileras.....	110
Tabla 22. Rodamiento cilíndrico.....	110
Tabla 23. Rodamiento cónico.....	111

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBA DE UN BANCO PARA DETERMINAR LA PERDIDA DE POTENCIA MECANICA DEBIDA A RODAMIENTOS

AUTOR(ES): WILLIAN FERNANDO MORENO GARCIA
JONATHAN ERNESTO GALLO SUAREZ

FACULTAD: FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR(A): ALFONSO SANTOS JAIMES

RESUMEN

Diseño, construcción y prueba de un banco para medir la pérdida de potencia debida a rodamientos. El equipo está dispuesto para determinar la eficiencia mecánica de cuatro tipos diferentes de rodamientos variando la velocidad de operación del eje desde 200 hasta 1660 rpm y la magnitud de una carga radial entre 0 y 1000 N (aprox). El banco está conformado por un motor eléctrico, un variador de velocidad, un juego de rodamientos de bola de una hilera, uno de bola de doble hilera, uno cónico y uno cilíndrico, un sistema oleo hidráulico para la aplicación de la carga radial, dos sensores de torque y un freno mecánico. La presión máxima en el sistema oleohidráulico debe ser de 400 psi para mantener un factor seguridad de 2 en el eje principal.

PALABRAS CLAVES: BANCO DE PRUEBAS, TORQUIMETRO, RODAMIENTO.

GENERAL ABSTRACT

TITLE: DESIGN CONSTRUCTION AND TESTING OF A BANK TO DETERMINE THE POWER LOSS DUE TO MECHANICAL BEARINGS.

AUTHORS: WILLIAN FERNANDO MORENO GARCIA
JONATHAN ERNESTO GALLO SUAREZ

FACULTY: MECHANICAL ENGINEERING FACULTY

DIRECTOR: ALFONSO SANTOS JAIMES

ABSTRACT

Design construction and testing of a bank to determine the power loss due to mechanical bearings. This equipment is built to determine the mechanical efficiency of four different types of bearings varying the velocity of operation in the engine from 200 until 1600 rpm and the magnitude of a radial load into 0 and 500 Newton. The bank is conformed for an electrical motor, a velocity controller, a set of bearings of a single ball, a set of bearings of double ball, a set of conic bearing and a set of cylindrical bearing, it also has implemented a oleo hydraulic system that is used to apply a radial load, two sensors of torque and a mechanical brake. The maximum pressure into the oleo hydraulic system has to 400 psi to keep a safe factor of 2 in the central shaft.

KEYWORDS: BANK OF TESTING, SENSOR TORQUE, BEARINGS.

INTRODUCCION

La asignatura de diseño de máquinas de la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga, requiere implementar su laboratorio y equipos de ensayo. El banco de pruebas para determinar la eficiencia mecánica en rodamientos no solo servirá como base del laboratorio sino que permitirá a las nuevas promociones de ingeniería mecánica avanzar en el estudio del diseño y selección de rodamientos para trabajos y procesos de tipo industrial donde las condiciones de cargas requieran la utilización de rodamientos como medio de apoyo y orientación de ejes en máquinas simples y complejas.

Seleccionar el mejor tipo de rodamiento para cumplir las condiciones críticas de cargas no solo mejorará la eficiencia de la maquina sino que también aumentará la vida útil de la misma reduciendo así costos de operación y el mal funcionamiento de las partes asociadas.

El banco mostrará resultados tabulables sobre la pérdida de potencia según el elemento rodante del rodamiento utilizado, de esta manera se podrá comprender cual rodamiento será el más indicado para optimizar un trabajo o aplicación específica y poder seleccionarlo con criterios de ingeniería.

Adicionalmente este banco podrá ser utilizado en prácticas de laboratorio de asignaturas como análisis de mecanismos y resistencia de materiales.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar, construir y probar un banco para medir la pérdida de potencia presentada en 4 clases diferentes de rodamientos; mediante la utilización de sensores de torque, variador de velocidad y sistema de aplicación de carga.

1.2 OBJETIVO ESPECIFICOS

- Realizar el diseño conceptual, básico y detallado del banco de pruebas para determinar la pérdida de potencia en rodamientos rígidos de bola de una y dos hileras, Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera y rodamientos de rodillos cilíndricos de una hilera. **Resultado:** Planos detallados del banco y simulaciones de esfuerzos y deformaciones en Ansys. **Indicador:** El banco debe poder construirse con materiales de la región y presentar como mínimo un factor de seguridad de 2.
- Construcción del banco de pruebas y ensayos de funcionamiento para identificar el correcto desempeño del sistema. **Resultado:** Banco de pruebas. **Indicador:** El banco debe permitir la variación de la velocidad de rotación del eje entre 200 y 1600 RPM; además de cargas radiales hasta 1000 N sobre cada rodamiento.
- Determinar la pérdida de potencia debida a los rodamientos en función de la velocidad de giro del eje. **Resultado:** Gráficas de pérdida de potencia vs. Velocidad de rotación del eje. **Indicador:** La velocidad de rotación se modificará entre 200 y 3600 RPM, con intervalos de 100 RPM.
- Determinar la pérdida de potencia debida a los rodamientos en función de la carga radial sobre el rodamiento. **Resultado:** Gráficas de pérdida de potencia vs. Carga Radial sobre el rodamiento. **Indicador:** La carga radial se modificará entre 0 y 1000 N, mediante la utilización de un sistema hidráulico.
- Determinar la pérdida de potencia debida a los rodamientos en función de la potencia transmitida por el eje. **Resultado:** Gráficas de pérdida de potencia vs. Potencia mecánica transmitida por el eje. **Indicador:** La potencia mecánica

estará limitada a 745.7 Watios (1 hp) y se modificara a través de un freno mecánico

2. MARCO TEÓRICO

2.1 RODAMIENTOS

Un rodamiento es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a este, sirve de apoyo y le facilita su desplazamiento [1,2].

Está formado por un conjunto de elementos rotativos que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya.

De acuerdo con el tipo de contacto que exista entre las piezas, el rodamiento puede ser deslizante o lineal y rotativo.

Dependiendo de la necesidad de la operación el elemento rodante puede ser diseñado en forma de bola, rodillos o agujas y cónicos según el sentido del esfuerzo que deben soportar.

Un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos de dirección normal a la dirección que se pasa por el centro de su eje, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, y axial-radial si los puede soportar en los dos, de forma alternativos o combinada.

Cada tipo de rodamientos muestra propiedades características, que dependen de su diseño y que lo hace más o menos apropiado para una aplicación dada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales muy pesadas y son oscilantes, lo que les permite asumir flexiones del eje, y pequeñas desalineaciones entre dos rodamientos, que soportan un mismo eje. Estas propiedades los hacen muy populares para aplicaciones por ejemplo en ingeniería pesada, donde las cargas son fuertes, así como las deformaciones producidas por las cargas, en máquinas grandes es también habitual cierta desalineación entre apoyos de los rodamientos.

Los rodamientos son soportes formados por dos aros o anillos concéntricos, entre los que se intercalan bolas o rodillos de tal manera que al comenzar el giro del eje se logre reducir las pérdidas de velocidad provocadas por el rozamiento.

Las bolas y los rodillos no deben tocarse entre sí, ya que si lo hiciesen aumentaría el rozamiento. Para evitar que entren en contacto se separan mediante una jaula metálica llamada porta bolas o porta rodillos. Cuando los rodillos son muy finos reciben el nombre de agujas (rodamiento de agujas). Las dimensiones de los

rodamientos están de acuerdo con la norma ISO 15 y las dimensiones de las ranuras para anillos elásticos según ISO 464.

2.2 CLASIFICACION DE LOS RODAMIENTOS

Según las condiciones de operación y sentidos de las cargas que debe soportar el rodamiento, éste se clasifica en tres grupos [1,3].

2.2.1 Rodamientos Para Cargas Radiales Los rodamientos para cargas radiales pueden soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje de rotación.

2.2.2 Rodamientos Para Cargas Axiales Los rodamientos para cargas axiales pueden soportar cargas que actúen únicamente en la dirección del eje de rotación. A su vez pueden ser rodamientos de simple efecto, que pueden recibir cargas axiales en un sentido, y rodamientos de doble efecto, que pueden recibir cargas axiales en ambos sentidos.

2.2.3 Rodamientos Para Cargas Combinadas Los rodamientos para cargas combinadas o mixtas pueden soportar cargas y esfuerzos radiales, axiales o ambos de forma simultánea.

2.3 TIPOS DE RODAMIENTOS

La geometría del elemento rodante ubica los rodamientos en tres tipos diferentes cada uno con una característica específica que lo hace más o menos útil para una respectiva situación de uso [1,3].

2.3.1 Rodamientos rígidos de bolas Los rodamientos que tienen como elemento rodante pequeñas bolas (ver figura 1) generalmente hechas de acero aleado con cromo, manganeso y molibdeno debido a las altas temperaturas que deben soportar son usados en una gran variedad de aplicaciones donde la carga es moderadamente radial y una axial pequeña. Estos están diseñados para resistir cargas en dirección perpendicular al eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro exterior, un aro interior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo o jaula. Por ejemplo, las

ruedas de un carro se apoyan en el suelo y reciben la carga en el eje, de esta forma los rodamientos de las ruedas trabajan bajo carga radial.

Son fáciles de diseñar, no separables, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio.

Estas características, unidas a su ventaja de precio, hacen a estos rodamientos los más populares de todos.

Figura 1. Rodamientos rígidos de bola de una y doble hilera



[En línea]. URL:http://img.directindustry.es/images_di/photo-p/rodamiento-con-doble-hilera-de-bolas-contacto-angular-305800.jpg

Es común notar que un rodamiento de bola de doble hilera soportará congruentemente la misma carga que dos rodamientos de bola de una hilera, esta es una buena aproximación de soporte de carga sabiendo que sí existe cierta diferencia y que el de doble hilera soportará más carga. Si el espacio donde se debe colocar el rodamiento es pequeño y existe un rodamiento de doble hilera apropiado para esas condiciones de funcionamiento es bueno optar por usarlo pues se ganarán algunos milímetros para el uso de cuñas y otros elementos de apoyo, sin embargo este resultaría más costoso que el uso de dos de una sola hilera.

2.3.2 Rodamientos de rodillos cilíndricos Los rodamientos de rodillos cilíndricos (ver figura 2) son muy rígidos, soportan elevadas cargas radiales y, gracias a la jaula, son más adecuados para elevadas velocidades de giro que las ejecuciones sin jaula. La jaula impide que los rodillos cilíndricos estén en contacto entre sí durante la rodadura [5].

Estos rodamientos son desmontables y, por lo tanto, más fáciles de montar y desmontar. Por ello, ambos anillos pueden tener un ajuste forzado.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos de una hilera, con jaula, se suministran como rodamientos libres, rodamientos de apoyo y rodamientos fijos [5].

Un rodamiento de rodillos cilíndricos normalmente tiene una hilera de rodillos. Estos rodillos son guiados por pestañas de uno de los aros.

Figura 2. Rodamiento de rodillos cilíndricos una hilera



[En línea].URL: http://www.nskeurope.es/cps/nsk/eu_es/p/images/content/1004_EM-Series_rgb_rdax_95.jpg

Según sea la disposición de las pestañas, hay varios tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos (ver figura 3) [4].

Tipo NU: con dos pestañas en el aro exterior y sin pestañas en el aro interior. Sólo admiten cargas radiales, son desmontables y permiten desplazamientos axiales relativos del alojamiento y eje en ambos sentidos.

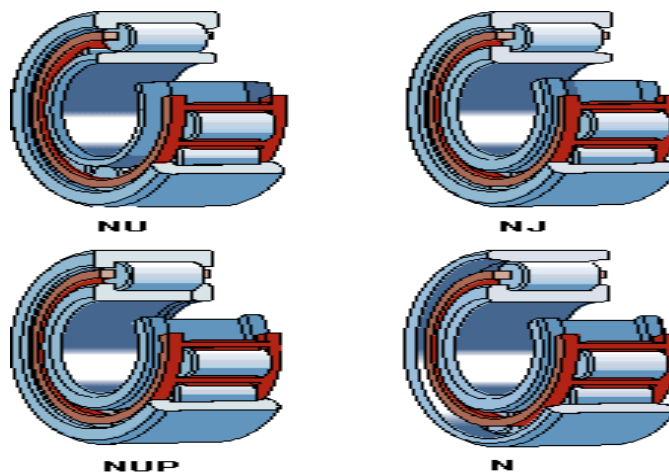
Tipo N: con dos pestañas en el aro interior y sin pestañas en el aro exterior. Sus características similares al anterior tipo.

Tipo NJ: con dos pestañas en el aro exterior y una pestaña en el aro interior. Puede utilizarse para la fijación axial del eje en un sentido.

Tipo NUP: con dos pestañas integrales en el aro exterior y con una pestaña integral y dos pestañas en el aro interior. Una de las pestañas del aro interior no es integral, es decir, es similar a una arandela para permitir el montaje y el desmontaje. Se utilizan para fijar axialmente un eje en ambos sentidos.

Los rodamientos de rodillos son más rígidos que los de bolas y se utilizan para cargas pesadas y ejes de gran diámetro.

Figura 3. Tipos de rodamientos cilíndricos



[En línea]. URL: http://www.skf.com/images/cat/images/1/1_4/0600f00.gif

2.3.3 Rodamientos de rodillos cónicos El rodamiento de rodillos cónicos (ver figura 4), debido a la posición oblicua de los rodillos y caminos de rodadura, es especialmente adecuado para resistir cargas radiales y axiales simultáneas. Para casos en que la carga axial es muy importante hay una serie de rodamientos cuyo ángulo es muy abierto. Este rodamiento debe montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario. El rodamiento es desmontable; el aro interior con sus rodillos y el aro exterior se montan cada uno separadamente [4].

Figura 4. Rodamiento de rodillos cónicos de una hilera



[En línea]. URL:

http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/products/rolling_bearings/radial_roller_bearings/tapered_roller_bearings/_/212012_aab_rgb_COL_5.jpg

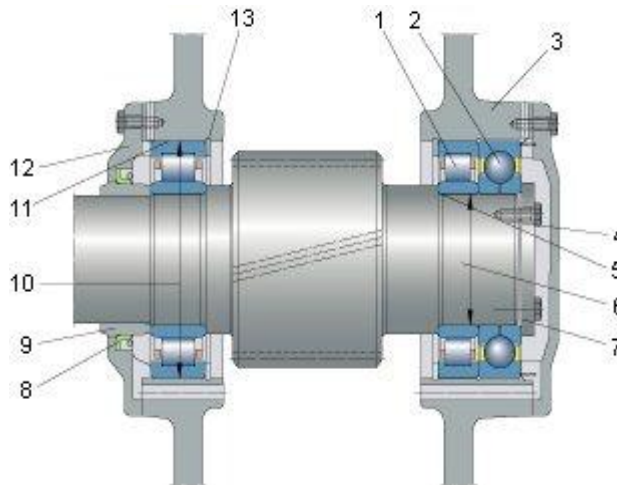
2.4 DISPOSICION DE RODAMIENTOS

Se conoce o se llama disposición de rodamientos al conjunto de partes y elementos mecánicos que conforman la estructura básica de la colocación y utilización de los rodamientos en un mecanismo para el movimiento interno de una máquina (ver figura 5).

Esta es la terminología utilizada en la disposición de rodamientos para la mención de sus partes asociadas: [4].

- 1 Rodamiento de rodillos cilíndricos
- 2 Rodamiento de bolas con cuatro puntos de contacto
- 3 Soporte
- 4 Eje
- 5 Tope del resalte del eje
- 6 Diámetro del eje
- 7 Placa de fijación
- 8 Obturación radial de eje
- 9 Anillo distanciador
- 10 Diámetro del agujero del soporte
- 11 Agujero del soporte
- 12 Tapa del soporte
- 13 Anillo elástico

Figura 5. Disposición de rodamientos



[En línea]. URL: http://www.skf.com/images/cat/images/1/1_0/047_0210.jpg

2.5 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Los rodamientos son elementos mecánicos utilizados en casi todas las maquinas que contengan mecanismos donde se necesite la utilización de ejes ya que estos ayudan a mejorar la calidad de movimiento de las partes relacionadas al funcionamiento o aplicación para el cual fue diseñada. Por tal motivo la consideración más importante en la selección de un rodamiento es escoger aquel que permite a la maquina o mecanismos en la cual se instala, un funcionamiento satisfactorio [5,6].

Siempre que se deba considerar la utilización de rodamientos es importante tener en cuenta parámetros que puedan definir cuál y qué tipo de rodamiento es el más apropiado para esa condición específica de operación.

Estos pasos son:

1. Espacio disponible.
2. Magnitud, dirección y sentido de la carga.
3. Desalineación.
4. Velocidad.
5. Nivel de ruido.
6. Rigidez.
7. Montaje y desmontaje

Una vez se han definido estos parámetros ya se tendrá una idea más clara del rodamiento a utilizar. Sin embargo, otros aspectos como el eje y el soporte del rodamiento también forman parte de la disposición completa por lo que es importante escoger un tipo de lubricante que mantenga la mejor correlación entre piezas y extienda la vida útil del rodamiento.

También forma parte de la selección de rodamientos consideraciones como los ajustes y el juego interno o la precarga del rodamiento, los mecanismos de fijación y los métodos de montaje y desmontaje a utilizar.

Cada una de estas decisiones individuales afecta el rendimiento, la fiabilidad y la rentabilidad de la disposición de rodamientos.

Cuanto más altas sean las exigencias técnicas que deba cumplir una disposición de rodamientos y cuanto más limitada sea la experiencia disponible con rodamientos para aplicaciones específicas, más aconsejable será el hacer uso de este servicio.

2.6 CARGAS EN RODAMIENTOS

Un factor importante en la selección del tamaño del rodamiento es la magnitud de las cargas bases del rodamiento como C y C_0 .

2.6.1 Magnitud de la carga La magnitud de la carga es uno de los factores que suele determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. Por lo general, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas de tamaño similar y los rodamientos llenos de elementos rodantes pueden soportar mayores cargas que los rodamientos con jaula correspondientes. Los rodamientos de bolas son los más utilizados cuando las cargas son ligeras o moderadas. Para cargas elevadas y ejes de gran diámetro, la elección más adecuada son los rodamientos de rodillos [4].

2.6.2 Capacidad de carga dinámica C La capacidad de carga dinámica C es una medida de la potencia de un rodamiento solicitado dinámicamente. Se define como la carga que actúa en rodamientos que giran y bajo la cual, el 90% de rodamientos iguales, funcionando a iguales condiciones de servicio alcanzan un tiempo de funcionamiento de un millón de revoluciones antes de fallar por fatiga [6].

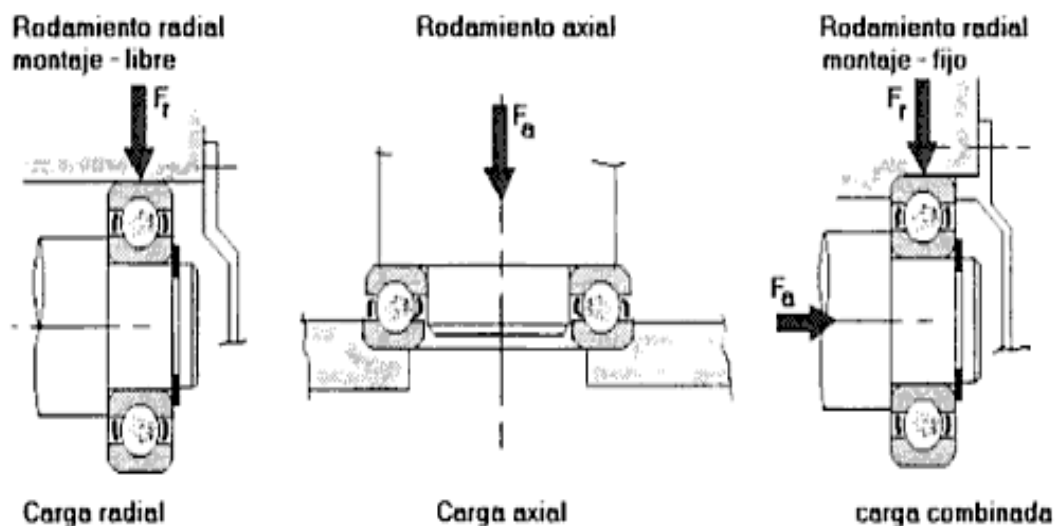
2.6.3 Capacidad de carga estática C_0 La capacidad de carga estática C_0 de un rodamiento es la sollicitación a carga sobre un rodamiento en reposo y que origina una

deformación permanecen el centro de la superficie de contacto entre cuerpo rodante y camino de rodadura aproximadamente de 1/10000 del diámetro del cuerpo rodante. Esto corresponde bajo condiciones de oscilación normales a una presión superficial de Hertz de aproximadamente 4000N/mm² [6].

2.6.4 Capacidad de carga combinada Se habla de carga combinada cuando un rodamiento esta solicitado por carga radial y axial.

2.6.5 Capacidad de carga combinada equivalente En los rodamientos solicitados dinámicamente y que giran bajo carga combinada, se toma como base de cálculo la carga dinámica equivalente. Esta carga es radial o axial (ver figura 6) según el rodamiento, esta carga se calcula con la ecuación 1. [1,6].

Figura 6. Representación de las cargas actuantes en rodamientos



Tomado de Elementos de máquinas. Teoría y problemas, JOSE L. CORTIZO RODRIGUEZ. 2004. Pág. 99. Enero de 2010

$$P = X * Fr + Y * Fa \quad (\text{Ecuación 1})$$

X y Y son los factores radiales y axiales propios de cada rodamiento (ver tabla 1).

Tabla 1. Factores de multiplicación X y Y

Tipo de cojinete	e	Cojinetes de una fila				Cojinetes de doble fila			
		(Pa/Pr) ≤ e		(Pa/Pr) > e		(Pa/Pr) ≤ e		(Pa/Pr) > e	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Cojinetes de bolas	PI/co=0.025	0.22	1	0	0.56	2.0			
de canal	PI/co=0.04	0.24	1	0	0.56	1.8			
profundo	PI/co=0.07	0.27	1	0	0.56	1.6			
	PI/co=0.13	0.31	1	0	0.56	1.4			
	PI/co=0.25	0.37	1	0	0.56	1.2			
	PI/co=0.50	0.44	1	0	0.56	1			
cojinetes de bolas de contacto angular	$\beta = 20^\circ$	0.57	1	0	0.43	1	1	1.09	0.70
	$\beta = 25^\circ$	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.78	0.67
	$\beta = 30^\circ$	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63
	$\beta = 35^\circ$	0.95	1	0	0.37	0.66	1	0.66	0.60
	$\beta = 40^\circ$	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57
	$\beta = 45^\circ$	1.33	1	0	0.33	0.50	1	0.47	0.54
cojinetes de bolas autolineables	1.5 tan β						1	0.42 cot β	0.65 cot β
cojinetes de rodillos esféricos	1.5 tan β						1	0.45 cot β	0.67 cot β
cojinetes de rodillos cónicos	1.5 tan β	1	0	0	0.40	0.4 cot β	1	0.42 cot β	0.67 cot β

Tomado de Elementos de máquinas, Bern J Hamrock, pág. 592.

Para las cargas combinadas, se usan principalmente los rodamientos de una y de dos hileras de bolas con contacto angular y los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos, aunque los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos a rótula también son adecuados.

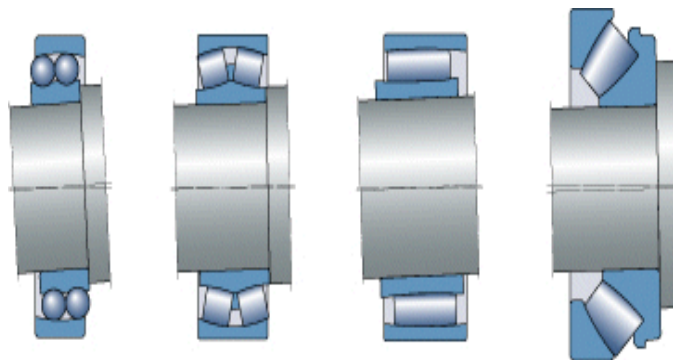
2.7 DESALINEACIÓN

Las desalineaciones angulares (ver figura 7) entre el eje y el soporte se pueden originar, por ejemplo, por la flexión del eje bajo la carga de funcionamiento, cuando los asientos de los rodamientos en el soporte no están mecanizados a la misma altura o cuando los ejes están soportados por rodamientos montados en soportes distintos y a gran distancia entre sí [4].

Los rodamientos rígidos, es decir, los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos cilíndricos, no pueden soportar ninguna desalineación, o sólo desalineaciones muy pequeñas, a no ser que se fuercen. Por otra parte, los rodamientos autoalineables, es decir, los rodamientos de bolas a rótula, los rodamientos de rodillos a rótula, los rodamientos CARB y los rodamientos axiales de rodillos a rótula [4].

Pueden soportar las desalineaciones producidas bajo las cargas de funcionamiento y también pueden compensar los errores de alineación iniciales producidos por errores de mecanización o de montaje. Los valores para las desalineaciones admisibles se muestran en el texto previo a las tablas correspondientes [4].

Figura 7. Vista desalineación de rodamientos



[En línea].

http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/imageViewerJs.jsp?image=0003f16.gif&file=1_0_5&maincatalogue=1&lang=es

2.8 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO

El coeficiente de rozamiento en rodamientos varía con la velocidad, la carga, el nivel de lubricación, el montaje de la disposición y la temperatura de funcionamiento. Sin embrago se pueden utilizar algunos valores constantes aproximando unas condiciones normales de funcionamiento, es decir condiciones de operación donde los rodamientos en general presentan valores congruentes en su coeficiente de rozamiento (ver tabla 2).

Tabla 2. Valores constantes de coeficiente de rozamiento en rodamientos

Coeficiente de rozamiento	Rango	Tipo De Rodamiento
μ	0,0008-0,0012	Para cojinetes de bolas autolineantes (carga radial)
μ	0,0008-0,0012	Para cojinetes de rodillos cilíndricos con rodillos cortos para gua de brida(carga radial)
μ	0,0010-0,0015	Para cojinetes de bolas para empuje axial(carga de empuje axial)
μ	0,0010-0,0015	Para cojinetes rigido de bolas (carga radial)
μ	0,0020-0,0025	Para cojinetes de rodillos esfericos (carga radial o axial)
μ	0,0017-0,0025	Para cojinetes de rodillos cónicos

Tomado de: ELEMENTOS DE MAQUINAS. TEORIA Y PROBLEMAS, CORTIZO RODRIGUEZ, José L.; FERNANDEZ RICO, José E.; FERNANDEZ RODRIGUEZ, María del Rocío; RODRIGUEZ ORDÓÑES, Eduardo; SIERRA VELASCO, José M.; VIJANDE DIAZ, Ricardo. 2004, pág. 95. Diciembre de 2009.

2.9 VELOCIDAD Y VIBRACION

La velocidad de funcionamiento de un rodamiento tiene un límite. En general, este límite lo marca la temperatura de funcionamiento admisible del lubricante empleado o el material de los componentes del rodamiento.

La velocidad a la cual el rodamiento alcanza la temperatura límite depende del calor generado en el rodamiento (incluyendo cualquier tipo de calor externo) y de la cantidad de calor que pueda evacuar éste [4].

La velocidad que puede alcanzar un rodamiento depende de su tipo, tamaño, diseño interno, carga, lubricación y condiciones de refrigeración, así como el diseño de su jaula, precisión y juego interno.

Las tablas de rodamientos indican por lo general dos velocidades: la velocidad de referencia (térmica) y la velocidad límite (cinemática), cuyo valor depende de los criterios considerados [4].

La temperatura de funcionamiento admisible limita la velocidad a la que los rodamientos pueden funcionar.

Los rodamientos que ofrecen una baja fricción y por tanto, una baja generación de calor interno, son los más apropiados para el funcionamiento a alta velocidad [4].

2.10 LUBRICACIÓN

Para que los rodamientos funcionen de un modo fiable, deben estar adecuadamente lubricados con el fin de evitar el contacto metálico directo entre los elementos rodantes, los caminos de rodadura y las jaulas. El lubricante también evita el desgaste y protege las superficies contra la corrosión. Por tanto, la elección del lubricante y el método de lubricación adecuado para cada aplicación, así como el mantenimiento apropiado, son de gran importancia [1,4].

Existe una extensa gama de grasas y aceites disponibles para la lubricación de los rodamientos y también existen lubricantes sólidos para, por ejemplo, temperaturas extremas. La selección del lubricante depende fundamentalmente de las condiciones de funcionamiento, es decir, del margen de temperaturas y velocidades, así como de la influencia del entorno [1,4].

Las temperaturas de funcionamiento más favorables se obtienen cuando el rodamiento contiene la cantidad mínima de lubricante necesaria para proporcionar una lubricación fiable. Sin embargo, cuando el lubricante tiene funciones adicionales que realizar, como obturar o extraer el calor del rodamiento, entonces se necesitan mayores cantidades.

El lubricante en una disposición de rodamientos, pierde gradualmente sus propiedades de lubricación a causa del trabajo mecánico, el envejecimiento y la acumulación de contaminación. Por tanto, es necesario reponer o renovar la grasa y filtrar y cambiar el aceite a intervalos regulares [4].

2.10.1 lubricaciones con grasa Bajo condiciones normales de funcionamiento, es posible utilizar grasa para lubricar los rodamientos en la mayoría de las aplicaciones.

También se utiliza el aceite aunque existe cierta ventaja del uso de la grasa con respecto al aceite y es básicamente, que la disposición de rodamientos retiene más fácilmente la grasa, además cuando el eje está inclinado o vertical la grasa, ayuda a obturar la disposición contra los contaminantes, la humedad o el agua.

Sin embargo no es apropiado agregar una cantidad excesiva de grasa al rodamiento pues ésta puede generar un rápido incremento en la temperatura al interior del rodamiento, particularmente cuando éste funciona a altas velocidades. Es importante notar que el rodamiento debe quedar lleno de grasa solo cuando va a ser puesto en marcha, mientras que el espacio libre que queda en el alojamiento debe estar parcialmente cubierto. Cuando el rodamiento debe alcanzar altas velocidades es necesario permitir un tiempo de rodaje para que la grasa se asiente o se elimine, de esta manera la grasa se distribuye en el rodamiento de forma uniforme ayudando a mantener una temperatura más regulada a lo largo del rodamiento.

No obstante, cuando los rodamientos van a funcionar a velocidades lentas y se requiere una buena protección contra la contaminación y la corrosión, es aconsejable llenar el alojamiento completamente con grasa [4].

2.10.2 Lubricación con aceite La utilización del aceite como medio lubricante en rodamientos se hace importante y necesaria cuando se alcanzan elevadas velocidades o altas temperaturas de funcionamiento pues se genera un exceso de calor producido por la fricción o de origen externo que se hace difícil de evacuar si se usa grasa, o cuando los componentes adyacentes (engranajes, etc.) están lubricados con aceite.

Cabe recalcar que el uso de aceite logra aumentar la vida útil del rodamiento, por tal razón se prefiere el uso de una lubricación con aceite limpio, es decir, la lubricación por circulación de aceite bien filtrado, el método de inyección de chorro de aceite y el método de proyección de gotas de aceite con una filtración del aire y del aceite.

Cuando se utilizan los métodos de lubricación por circulación de aceite y por proyección de gotas de aceite, se deben proporcionar conductos con unas dimensiones adecuadas que permitan que el aceite que circula por el rodamiento pueda salir de la disposición [4].

2.11 SENSOR DE TORQUE

Un sensor de torque (ver figuras 8 y 9), también conocido como transductor de torque o "torquímetro" es un dispositivo electrónico que convierte una señal mecánica de entrada en una señal eléctrica de salida. Es necesario el uso de un programa de adquisición de datos que reciba la señal eléctrica y la represente gráfica y numéricamente como visualización en un computador [6].

Figura 8. Transductor de torque con eje



[En línea].

http://www.abqindustrial.net/store/images/products/BLRTSX-R/main_large.jpg

Figura 9. Transductor de torque con entrada de eje



[En línea].

http://www.abqindustrial.net/store/index.php?main_page=popup_image&pID=490

2.12 PERDIDA DE POTENCIA DEBIDA A RODAMIENTOS

Teniendo en cuenta la velocidad de giro del eje soportado por los rodamientos y las fuerzas aplicadas a este, los rodamientos inducirán un nivel de pérdida de potencia [4].

Se puede obtener la pérdida de potencia de un rodamiento como resultado de la fricción del mismo usando la ecuación 2.

$$P_p = 1,05 \times 10^{-4} M * N \quad (\text{Ecuación 2})$$

Donde;

P_p = pérdida de potencia, W

M = momento de fricción total del rodamiento, N-mm

N = velocidad de giro, rpm

El momento de fricción en el rodamiento puede ser calculado según la ecuación 3.

$$M = 0,5 \mu P d \quad (\text{Ecuación 3})$$

Donde

M = momento de fricción, N-mm

μ = coeficiente de fricción constante del rodamiento (ver figura 8)

P = carga dinámica equivalente, N

d = diámetro del agujero del rodamiento, mm

2.13 BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas es un equipo dispuesto para la medición de la pérdida de potencia o pérdida de torque debida a rodamientos por medio del análisis funcional del tipo de elemento rodante que contenga. La obtención de estos datos es posible gracias a la ubicación de dos sensores de torque que muestran la disminución del momento Torsor una vez ha pasado por un eje soportado por dos rodamientos.

El banco permite realizar pruebas experimentales y tabular los datos obtenidos para una posterior comparación con los resultados mostrados en un cálculo teórico.

2.14 FRENO

Un freno es un elemento de maquina utilizado para detener o disminuir el movimiento de algún cuerpo, generalmente, un eje, árbol o tambor. La función básica de un freno es transformar la energía cinética de un cuerpo en calor o trabajo y en este sentido pueden visualizarse como “extractores “de energía. El freno se convierte entonces en un dispositivo que al entrar en contacto físico con otro cuerpo reduce su fuerza de movimiento, generalmente se les encuentra en la literatura del diseño como un elemento de máquina y en literaturas de teoría de control pueden encontrarse como actuadores [1, 2,3].

Los frenos pueden ser neumáticos, mecánicos, hidráulicos, automáticos y algunos otros nuevos estilos que se están implementando.

2.14.1 Freno Hidráulico En el sistema hidráulico al ejercer una fuerza sobre un cilindro conocido como cilindro maestro, que va colocado en el motor, se encarga de impulsar hidráulicamente el líquido de frenos por toda la tubería, hasta llegar a los frenos colocados en las llantas y lograr frenar el vehículo [1,2,3].

Los materiales de fricción que se utilizan son conocidos como balatas y suelen ser piezas metálicas, semi-metálicas o de cerámica que soportan muy altas temperaturas y son los que crean la fricción contra una superficie fija; que pueden ser o tambores o discos; y así logran el frenado del vehículo, las balatas son piezas que sufren de desgaste y se tienen que revisar y cambiar en forma periódica [1, 2,3].

Se evolucionó hacia los frenos hidráulicos, pues con un esfuerzo mucho menor se logra una potencia de frenado mucho mayor.

2.14.2 Freno Mecánico Es accionado por la aplicación de una fuerza que es transmitida mecánicamente, por palancas, cables u otros mecanismos a los diversos puntos del frenado. Se utiliza únicamente para pequeñas potencias de frenado y suele requerir frecuentes ajustes para igualar su acción sobre las ruedas [1, 2,3].

3. DISEÑO BASICO

Para el desarrollo del equipo que podrá medir la pérdida de potencia mecánica debida a rodamientos se estableció un esquema de la metodología para la toma de datos y análisis de resultados y un esquema conceptual del diseño y de la construcción del equipo.

El equipo cuenta con un juego de rodamientos cilíndricos, uno cónico, uno de bola simple y uno de bolas de hilera doble, un motor de 1 hp, un eje principal de acero inoxidable 304, un freno mecánico y rodamientos auxiliares, para la medición de la pérdida de potencia se utilizaron dos sensores de torque proporcionados por la Universidad de referencias 039050-51201 de capacidad máxima de medición de 200 N-m y 039075-50301 de capacidad de 407 N-m, ubicados el primero a la entrada del rodamiento del eje principal y el otro a salida del segundo rodamiento. De esta manera los sensores de torque indicaban el torque transmitido del motor al eje y el sensor dos indicaba el torque final que estaba afectado por su paso a través de los rodamientos representando así la perdida de torque inducida según el tipo de rodamientos usados en cada prueba. Luego se utilizó un variador de velocidad para regular la velocidad con la que operaba el motor, con estas variaciones y la pérdida de torque medida por los torquímetros se pudo calcular entonces la pérdida de potencia debida al uso de rodamientos. Estos datos obtenidos fueron tabulados y graficados en Excel y comparados con los datos teóricos obtenidos de los cálculos realizados con la versión online de la calculadora SKF para pérdida de potencia en rodamientos.

3.1 SISTEMA OLEOHIDRAULICO

Los fines académicos del equipo requerían la aplicación de una carga sobre el eje principal de tal manera que los rodamientos respondieran a esta condición de trabajo. Se colocó entonces una carga radial sobre el eje para simular una función de operación en la máquina utilizando un sistema oleo-hidráulico de control de presión, teniendo en cuenta que el manómetro está en el sistema inglés fue necesario calcular las presiones equivalentes a las fuerzas de 0, 500 y 1000 Newton según el diámetro del pistón del cilindro doble efecto para mantener el factor de seguridad de 2 utilizados en los cálculos del diámetro mínimo del eje. Finalmente las presiones manejadas fueron 0, 100, 200, 300 y 400 psi para la toma de datos.

3.2 MOTOR

Se necesitó un motor capaz de cumplir con las características estipuladas en el diseño inicial que desarrollara una potencia de 1 Hp, por lo que se decidió usar un motor SIEMENS 1LA7 080-4YA60 DE 1 Hp y 1660 rpm por facilidad de compra dentro

de la ciudad y para cumplir con la potencia requerida, teniendo en cuenta que el equipo fue construido para fines meramente académicos la potencia se disipará en forma de calor por lo que se pensó en usar un motor que entregara una potencia no muy alta y evitar el desperdicio de energía.

3.3 EJES

El eje principal y los ejes secundarios fueron construidos de acero inoxidable 304, teniendo en cuenta que el banco quedará para uso de laboratorio en la universidad y que estará en constante manipulación y manejo de estudiantes se pensó en utilizar un material de larga vida útil para extender la funcionalidad de la maquina entera.

Se realizaron los cálculos de esfuerzo cortante máximo, y del diámetro mínimo del eje para el soporte de las cargas definidas y de un factor de seguridad de 2 con las propiedades mecánicas de este material (ver tabla 3). El eje también fue analizado con el software de ingeniería asistida por computador (CAE) ANSYS V12 para la posterior comparación de los resultados con los calculados teóricamente.

Tabla 3. Propiedades físicas del acero inoxidable AISI 304

ACERO 304 AISI Propiedades físicas	
PROPIEDAD	VALOR
Densidad	8000 kg/m ³
Relación de poisson	0.29
Módulo de Young (elasticidad)	200 Gpa
Esfuerzo de fluencia a la tensión	215 Mpa
Esfuerzo ultimo a la tensión	505 Mpa

[En línea]:

<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abc4415b0f8b490387e3c922237098da>.

3.4 SENSORES DE TORQUE

La forma como se decidió medir el torque de entrada y de salida fue colocando dos sensores de torque suministrados por la universidad, también llamados torquímetros, estos dispositivos electrónicos son capaces de medir el torque actuante en un eje.

La medición de par de torsión soportado por un eje rotatorio es de considerable interés por sí misma y una parte necesaria de las mediciones de potencia en ejes. La transmisión del par de torsión por medio de un eje rotatorio en general implica tanto una fuente de potencia como un sumidero (absorbedor o disipador de potencia), la medición del par de torsión puede ser lograda montando o la fuente o el disipador en cojinetes y midiendo la fuerza de reacción [9].

Los torquímetros envían una señal de onda a una caja electrónica que logra leerla y representarla en unidades de milivoltios para lo cual se da una equivalencia entre los datos mostrados en el tablero de la caja y la lectura del sensor.

Esta equivalencia se muestra en la tabla 4.

Tabla 4. Equivalencia medición caja electrónica a lectura de los torquímetros

TORQUIMETRO	RANGO DE MEDICION TORQUE	EQUIVALENCIA EN MILIVOLTIOS
ENTRADA (039075-50301)	0 N-m	0 mV
	400 N-m	5000 mV
SALIDA (039050-51201)	0 N-m	0 mV
	207 N-m	5000 mV

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

3.5 RODAMIENTOS

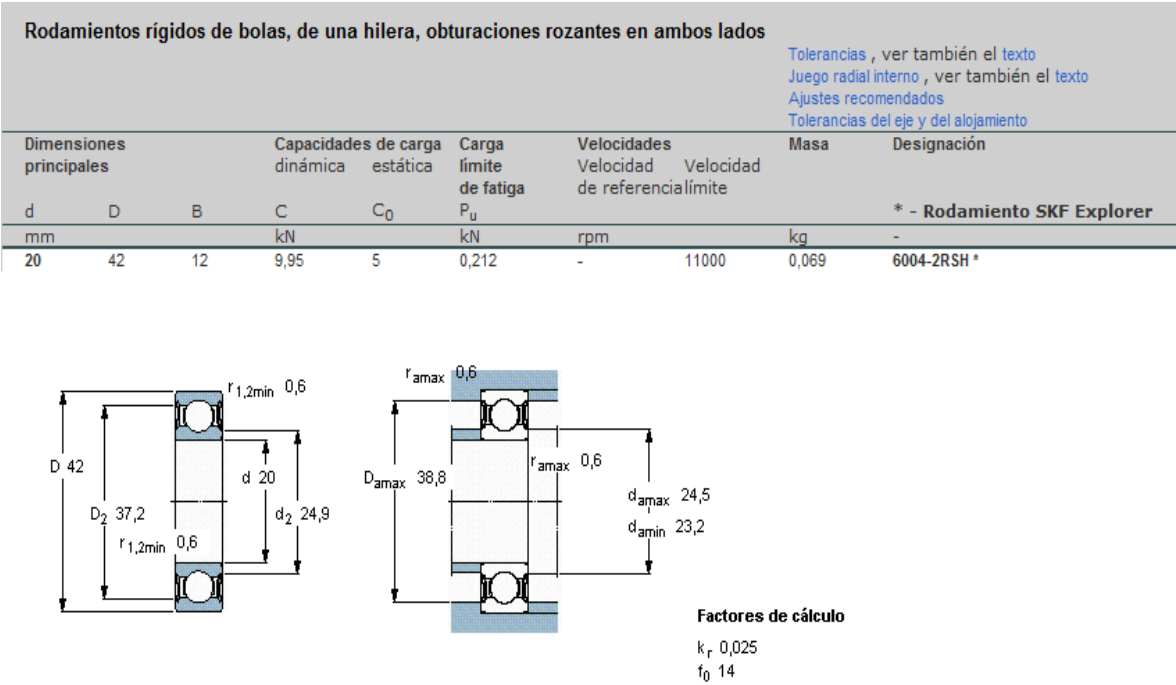
Se escogieron cuatro tipos diferentes de rodamientos un par por cada uno de ellos, se decidió que los elementos rodantes fueran de tipo bola en hilera simple referencia 6004-2RSH, de bola en hilera doble referencia 4204 ATN9, cónicos referencia 30204-J2/Q y cilíndricos referencia NUP-204ECP.

Las referencias escogidas presentan un diámetro interno de 20 mm igual al diámetro del eje, elementos rodantes en diferentes geometrías y son de compra individual e inmediata por lo que responden a todas las condiciones.

Cada par de rodamientos fue sometido a la aplicación de cargas radiales entre 0 y 1000 Newton aproximadas en el sistema oleohidráulico, y una velocidad angular que estuvo entre 200 y 1600 rpm con saltos cada 100 rpm.

Como las respuestas a la carga radial se distribuyen en forma igual entre el número de soportes que tiene el eje, cada rodamiento debía responder a una fuerza radial positiva de 500 Newton, además el banco no incluye ninguna forma de aplicación de carga axial por lo que se asume como 0 Newton. Con la ecuación 1 y la tabla 1 se calcularon las cargas equivalentes en los cuatro rodamientos y se comprueba con las especificaciones técnicas de cada rodamiento (ver figuras 10, 11,12 y 13) que todos pueden soportar sin ningún problema la carga dinámica y estática a las cuales estarán sometidos.

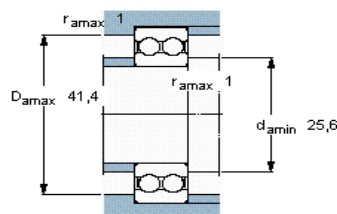
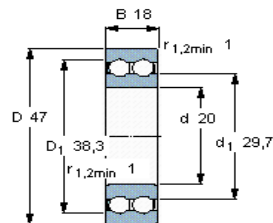
Figura 10. Especificaciones técnicas rodamiento rígido de bola 1 hilera 6004-2RSH



[En línea]:
<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=faIse&windowName=null&perfid=105024&prodid=1050240004>

Figura 11. Especificaciones técnicas rodamiento rígido de bola doble hilera 4204 ATN9

Rodamientos rígidos de bolas, de dos hileras								Tolerancias , ver también el texto Juego radial interno , ver también el texto Ajustes recomendados Tolerancias del eje y del alojamiento	
Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica estática		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades Velocidad de referencia Velocidad límite		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u			kg	
mm			kN		kN	rpm			
20	47	18	17,8	12,5	0,53	24000	13000	0,14	4204 ATN9



Factores de cálculo

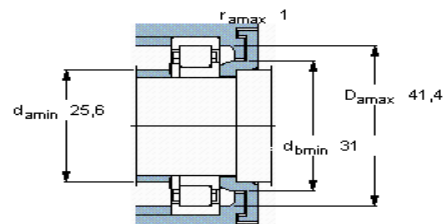
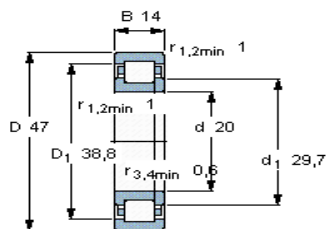
k_r 0,05
 f_0 14

[En línea]:

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=104004&prodid=104004204>

Figura 12. Especificaciones técnicas rodamiento cilíndrico NUP-204ECP

Rodamientos de rodillos cilíndricos, de una hilera, diseño NUP								Tolerancias , ver también el texto Juego radial interno, agujero cili también el texto Ajustes recomendados Tolerancias del eje y del alojamiento	
Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica estática		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades Velocidad de referencia Velocidad límite		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u			kg	
mm			kN		kN	rpm			
20	47	14	25,1	22	2,75	16000	19000	0,12	NUP 204 ECP



Factores de cálculo

k_r 0,15
 e 0,2 γ 0,6

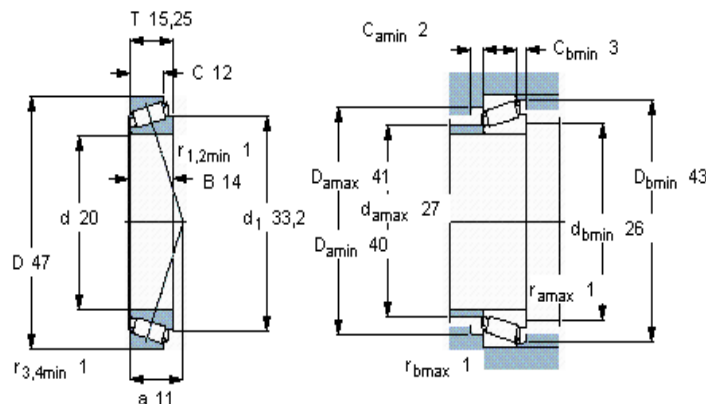
[En línea]:

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=141061&prodid=1410610204>

Figura 13. Especificaciones técnicas rodamiento cónico 30204 J2/Q

Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera, rodamientos métricos								
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
20	47	15,25	27,5	28	3	11000	15000	0,12
30204 J2/Q								

Tolerancias, v
Ajustes recom
Tolerancias de



Factores de cálculo

e 0,35
Y 1,7
Y₀ 0,9

[En línea]

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=131000&prodid=1310000204>

3.6 ACOPLER

Como la sección que los torquímetros tienen para la conexión a los ejes es de geometría cuadrada se debieron diseñar unos acoples que cumplieran con este mismo perfil, para permitir el ensamble del banco. Cuatro pares de acoples fueron necesarios de tal manera que por un lado presentaran una cavidad circular para el ingreso del eje del motor y de los ejes que pasan por los rodamientos principales y auxiliares y por el otro lado una cavidad que permitiera el ingreso de un eje corto de sección transversal cuadrada para la conexión necesaria con los torquímetros.

4. DISEÑO DE DETALLE

Para la construcción del banco fue necesario establecer y seleccionar todos los componentes, piezas y elementos para el montaje del mismo y así lograr los fines académicos pensados al comienzo del proyecto, estudiar y realizar los cálculos de diseño de los principales elementos como el eje, los acoples y determinar las reacciones en los rodamientos para seleccionarlos adecuadamente.

4.1 DISEÑO DEL EJE

El eje principal del banco debe soportar una carga radial máxima de 1000 N aplicada en su centro geométrico (ver figura 14,15 y 16), y el torque generado por una potencia de 1 Hp entregada por un motor eléctrico cuya velocidad mínima es de 200 rpm. Se establece un factor de seguridad de 2 para el diseño. Material del eje acero inoxidable 304 cuyo límite a la fluencia es de 215 Mpa.

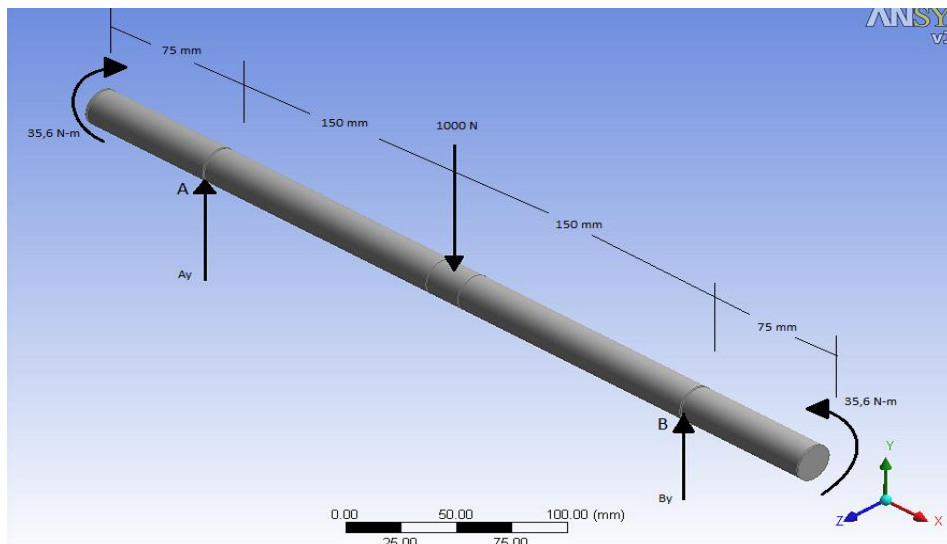
$$P = 1\text{Hp} = 745,7\text{W}$$

34

$$F_{\text{máx}} = 1000\text{N}$$

$$\omega = 200\text{rpm}$$

Figura 14. Esquema de fuerzas sobre el eje principal



Elaborado por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

4.1.1 Diagrama de cuerpo libre

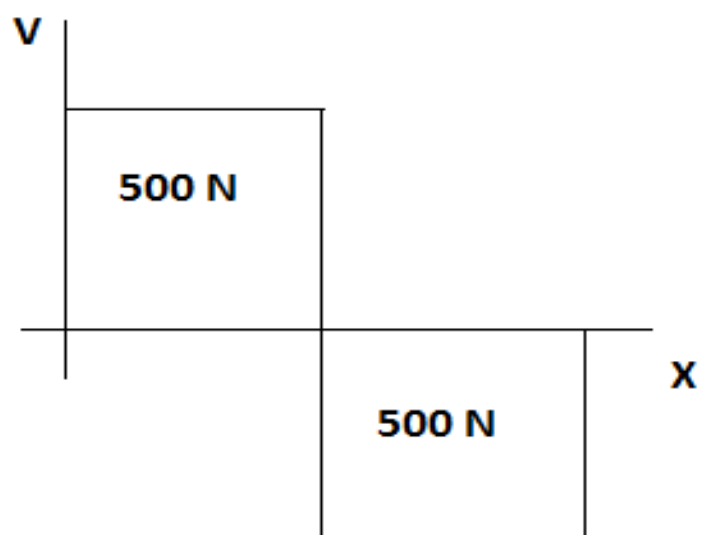
$$\sum MA = 0 = (-By * 0,3m) + (1000N * 0,15m)$$

$$By = \frac{1000N + By + Ay}{0,3m} = 500N$$

$$\sum Fy = 0 = -1000N + By + Ay$$

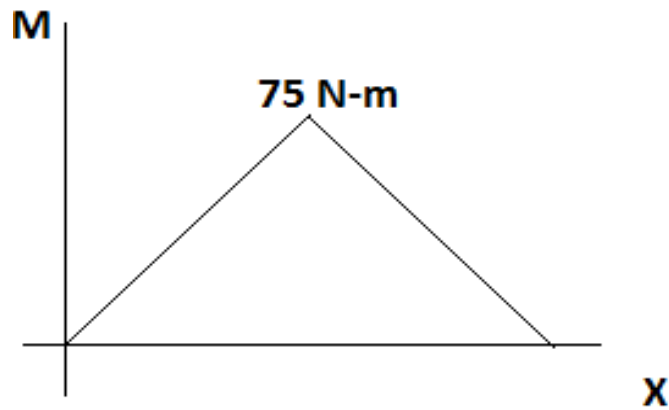
$$Ay = 1000N - 500N = 500N$$

Figura 15. Diagrama De Cortantes Plano XY



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 16. Diagrama De Momentos



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

$$M_{\text{máx}} = 75 \text{ N} - \text{m}$$

4.1.2 Torque máximo

El torque máximo es el entregado por el motor a su velocidad mínima de operación y se calculó con la ecuación 4.

$$P = T * \omega \quad (\text{Ecuación 4})$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{745,7 \text{ W}}{200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}}} = 35,6 \text{ N/m}$$

Como solo se tiene Momento Flexionante y Torsor se determina el diámetro mínimo del eje por Teoría de la Energía de Distorsión como lo indica la ecuación 5.

$$d = \left(\left(\frac{32\eta_s}{\pi S_y} \right) * \sqrt{\left(M^2 + \frac{3}{4} * T^2 \right)} \right)^{1/3} \quad (\text{Ecuación 5})$$

$$\eta_s = 2$$

$$S_y = 206 \text{ Mpa}$$

$$d = \left(\left(\frac{32 * 2}{\pi * 206 * 10^6 \text{ pa}} \right) * \sqrt{(75 \text{ N/m})^2 + \frac{3}{4} * (35,6 \frac{\text{N}}{\text{mT}})^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0,020 \text{ m} = 20 \text{ mm}$$

Para corroborar el valor obtenido por el cálculo de la energía de distorsión se calcula por teoría del esfuerzo cortante máximo en la ecuación 6.

$$d = \left(\left(\frac{32 \eta_s}{\pi S_y} \right) * \sqrt{(M^2 + T^2)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ecuación 6})$$

$$d = \left(\left(\frac{32 * 2}{\pi * 206 * 10^6 \text{ pa}} \right) * \sqrt{(75 \text{ N/m})^2 + (35,6 \frac{\text{N}}{\text{mT}})^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,020 \text{ m} = 20 \text{ mm}$$

4.1.3 Esfuerzo cortante máximo

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} = \frac{Pl(\frac{d}{2})}{\pi d^4/64} = \frac{32Pl}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xz} = \frac{Tc}{J} = \frac{T(\frac{d}{2})}{\pi d^4/32} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xz}^2} = \left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 = \frac{16Pl}{\pi d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{16Pl}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{16}{\pi d^3} (PL \pm \sqrt{(Pl)^2 + T^2})$$

Entonces,

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{16}{\pi(0,020m)^3} \left((500 \text{ N} * 0,15m) \pm \sqrt{(500 \text{ N} * 0,15m)^2 + (35,6 \frac{N}{m})^2} \right)$$

$$\sigma_1 = 100.60 \text{ Mpa} , \sigma_2 = -5.10 \text{ Mpa}$$

Teniendo en cuenta que el orden de los esfuerzos normales principales debe ser $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, entonces se deben reacomodar de manera que $\sigma_1 = 193.63 \text{ Mpa}$, $\sigma_2 = 0 \text{ Mpa}$, $\sigma_3 = -2.65 \text{ Mpa}$.

Ahora se calculan los esfuerzos cortantes máximos principales.

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\tau_{xz}^2 + \frac{(\sigma_x - \sigma_z)^2}{4}}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau_1 = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(Pl)^2 + (T)^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi(0,020m)^3} \sqrt{(500 \text{ N} * 0,15 \text{ m})^2 + (35,6 \frac{N}{m})^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau_1 = 52.85 \text{ Mpa}$$

Según la teoría del esfuerzo cortante máximo podemos predecir que se evitara la falla si:

$$|\sigma_1 - \sigma_3| = 2\tau_1 = 2\tau_{m\acute{a}x} < \frac{S_y}{\eta_s}$$

$$|100.60 \text{ Mpa} + 5.10 \text{ Mpa}| = 2 * 52.85 \text{ Mpa} = 105.7 \text{ Mpa}$$

$$\frac{S_y}{\eta_s} > 105.7 \text{ Mpa}$$

En el diseño inicial se estableció un factor de seguridad de 2, por lo que:

$$S_y > 2 * 105.7 \text{ Mpa} = 211.4 \text{ Mpa}$$

$$215 > 211.4 \text{ Mpa}$$

4.1.4 Esfuerzo equivalente – Teoría de Von Mises

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_3)^{0.5}$$

$$\sigma_e = [(100.6 \text{ Mpa})^2 + (5.10)^2 - 100.6 \text{ Mpa}(-5.10 \text{ Mpa})]^{0.5}$$

$$\sigma_e = 103.24 \text{ Mpa}$$

Este es el esfuerzo que resulta, analizado con la teoría de la distorsión.

4.1.5 Deformación máxima

Se calculó la deformación máximo sufrida por el eje a causa de la carga máxima de 1000 Newton, la deflexión en el eje se calcula con la ecuación 7 [8].

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{PL^3}{48EI} \quad (\text{Ecuación 7})$$

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{1000 \text{ N} * (0.3 \text{ m})^3}{48 * 200 \text{e}9 \text{ pa} * \frac{\pi}{4} (0.01 \text{ m})^4}$$

$$\delta_{\text{máx}} = 0,00035 \text{ m}$$

La deformación máxima es de 0.00035 m.

4.2 ANALISIS DEL EJE EN ANSYS

Para corroborar la información de los cálculos de esfuerzo cortante máximo y deformación en el eje causada por la fuerza radial de 1000 N, se decide realizar una simulación con el programa de ingeniería asistida por computador ANSYS V12.

Para el análisis en ANSYS se establecen primero unas condiciones de frontera en el modelo para representar las cargas por acción del sistema oleohidráulico, el motor y el freno.

Las condiciones iniciales del análisis deben ser los parámetros críticos de operación que mantienen al eje en un estado estático o estable es decir, el torque máximo y el freno que lo absorbe, la carga radial máxima y el momento máximo que genera y la velocidad mínima del motor.

Dados estos parámetros se utiliza el tipo de análisis estático estructural en ANSYS versión 12.0.

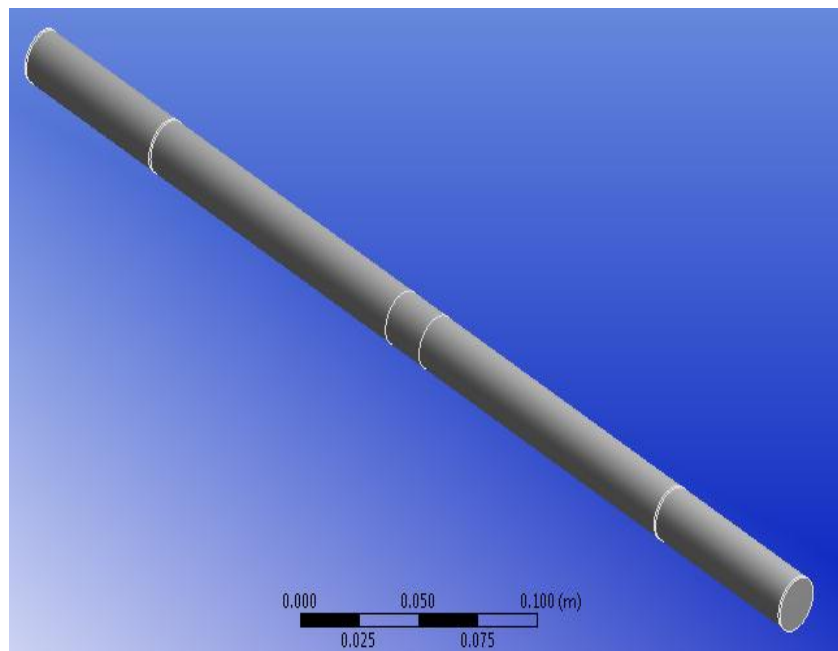
4.2.1 Geometría Del Eje

En primer lugar se dibuja el eje directamente en ANSYS (ver figura 17), cuyas dimensiones son de 450 mm de largo (medida dada por el diseño inicial), y un diámetro de 20 mm calculado como el diámetro mínimo donde comenzaría la falla con estas condiciones de carga, los rodamientos están a 300 milímetros entre sí.

Seguidamente se imprimen 5 caras cilíndricas sobre el eje para representar las posiciones de los rodamientos, el freno y el torque de entrada. Estas caras están ubicadas a las distancias que se decidieron en el diseño inicial para el análisis estático, sin embargo para la carga radial que proporciona el sistema oleohidráulico se imprime una cara cuyo ancho es igual al recubrimiento que el rodamiento central cubre sobre el eje ya que permitirá distribuir mejor la carga.

Imprimir estas caras es necesario para simular las áreas que se usarán para definir qué tipos de cargas o soportes están presentes en el eje, de esta manera el análisis estático estructural puede realizarse sin complicaciones y se pueden establecer las condiciones de frontera del modelo a analizar.

Figura 17. Eje principal del banco



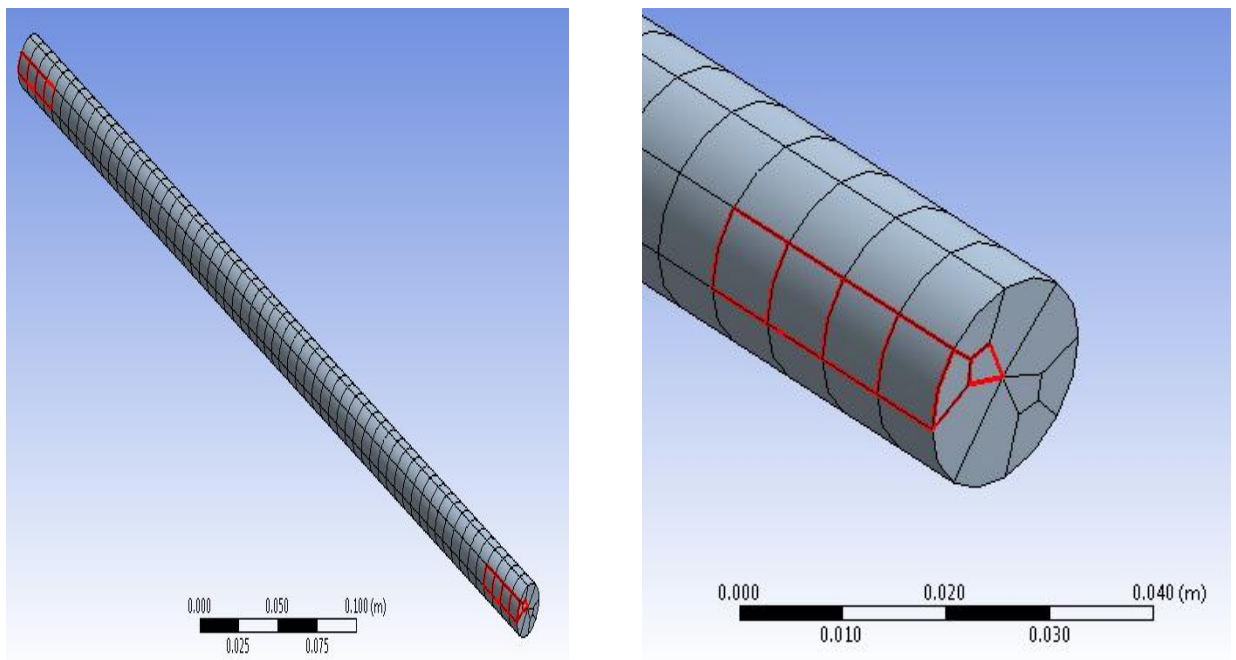
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

4.2.2 Mallado

Como es una pieza sólida y simétrica el mallado por defecto que el modelamiento determina resulta sencillo y constante (ver figura 18), sin embargo el parámetro "aspect ratio" muestra un resalto de color rojo que representa el peor elemento de malla, esto indica que en ese punto de la pieza el proceso de discretización no está bien definido y no entra en el promedio métrico general. Esta situación lleva a predecir que el análisis estático sobre esa zona podría mostrar resultados poco confiables.

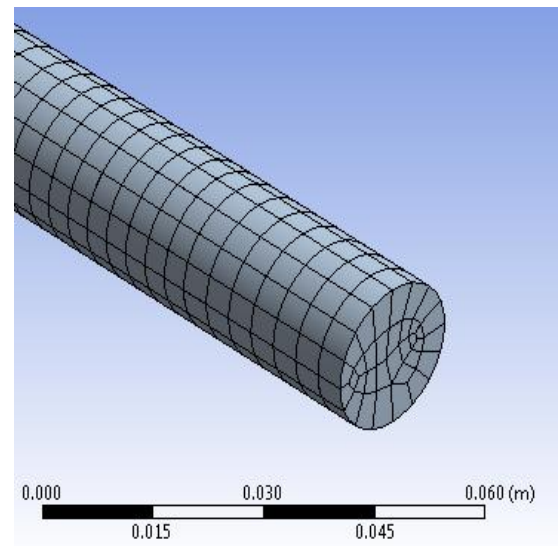
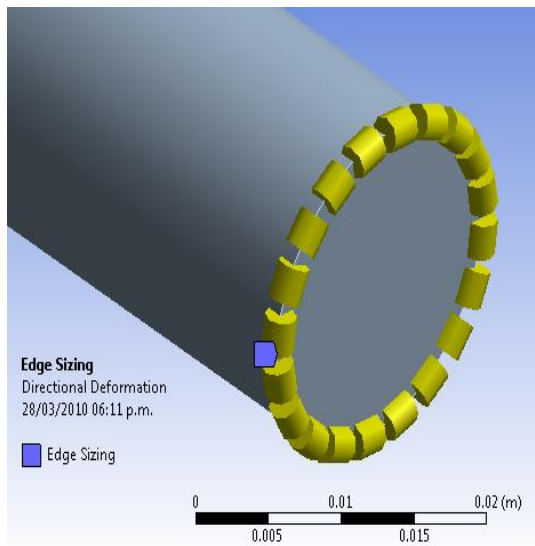
Para mejorar el mallado se decide aumentar el número de elementos realizando un "Sizing" (ver figura 19), con número de divisiones de 20 para eliminar los peores elementos de la malla y aumentar la confiabilidad de los resultados de esfuerzo, deformación y factor de seguridad en el eje.

Figura 18. Mallado en ANSYS del eje principal



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 19. Sizing aplicado al eje para merar el mallado



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonatán Ernesto Gallo.

4.2.3 Aplicación de las cargas y soportes

Los valores de las cargas aplicadas fueron las pensadas en el diseño inicial con las que se realizaron los cálculos del eje (ver figura 20).

La aplicación de las cargas y soportes se definió como se explicó en la sección de geometría del eje, ahora se procede a establecer los tipos de fuerzas y apoyos es decir, se debe conocer la condición de operación de cada elemento presente para seleccionar el grado de libertad del mismo.

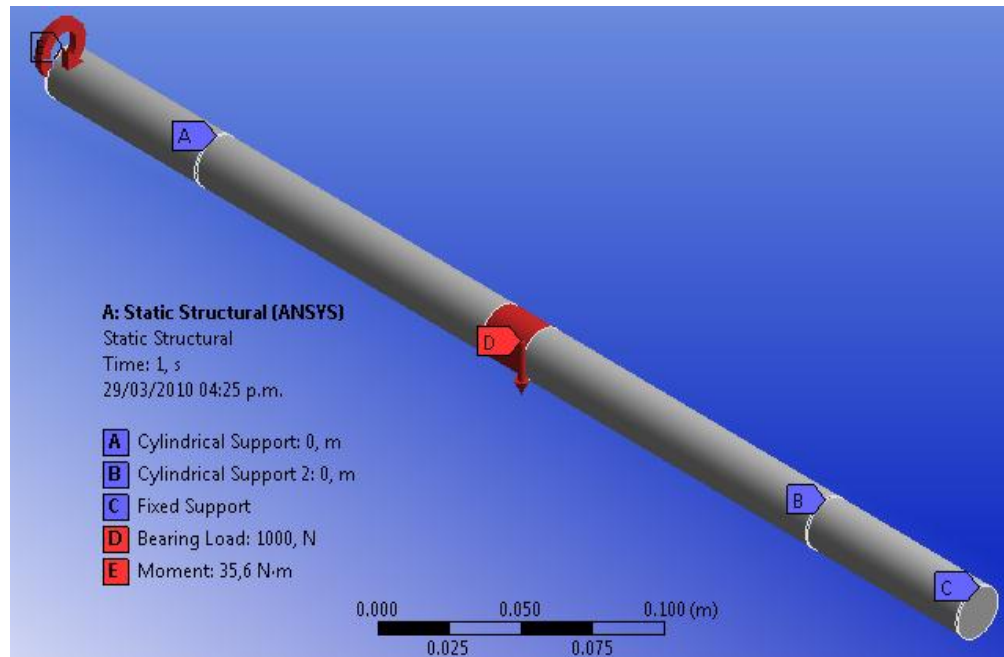
El par Torsor al cual está sometido el eje se representa con un momento de entrada cuyo valor es de 35,6 N-m colocado entre la cara impresa que recubre el acople sobre el eje y la cara que se imprime como el freno mecánico que es el que permite la condición de estática al absorber el torque de entrada.

Los rodamientos son representados como soportes cilíndricos ya que esta opción permite definir los tres grados de libertad radial, tangencial y axial. Como el rodamiento permitirá solo el movimiento tangencial éste se dejó libre mientras el radial y axial quedo fijo, de esta manera el paso del torque no se restringe permanece hasta la llegada al soporte fijo que representa el freno.

La carga radial de 1000 Newton se coloca como "Bearing load" pues esta opción permite poner cargas en tipo vector o componentes y como la carga será en sentido radial hacia abajo se podrá definir la carga dada en componentes donde $X=0$ N, $Y = -1000$ N y $Z= 0$ N.

Finalmente el freno se coloca como “fixed support”, un tipo de soporte fijo cilíndrico que restringe el movimiento en los tres ejes coordenados, esto se hace para que este soporte reaccione ante el torque de entrada con un torque de salida de igual magnitud.

Figura 20. Modelamiento Ubicación cargas y soportes



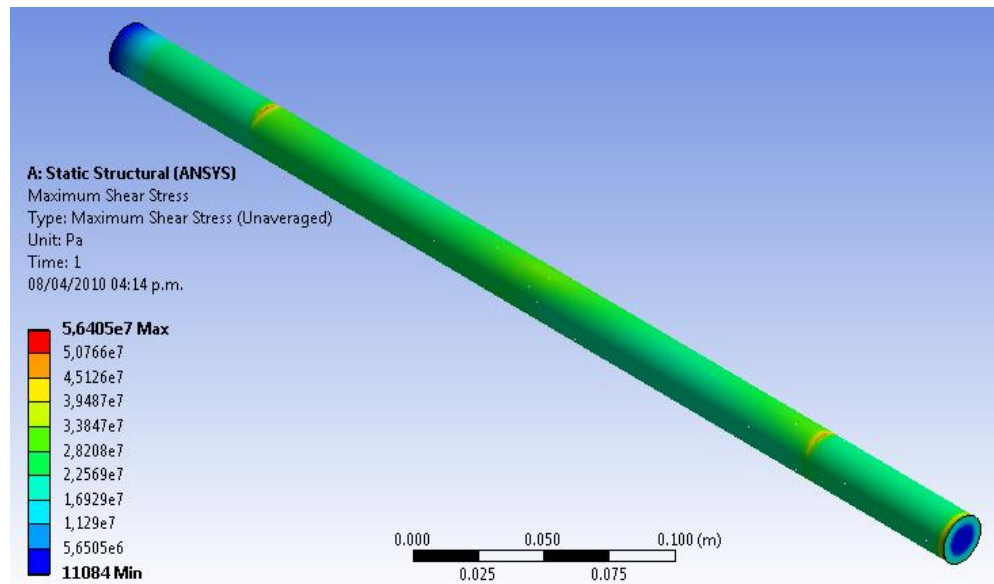
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

4.2.4 Resultados Obtenidos

Una vez terminadas las condiciones de frontera se establecen los análisis deseados que para este caso serán el esfuerzo cortante máximo, el esfuerzo equivalente, la deformación total y el factor de seguridad.

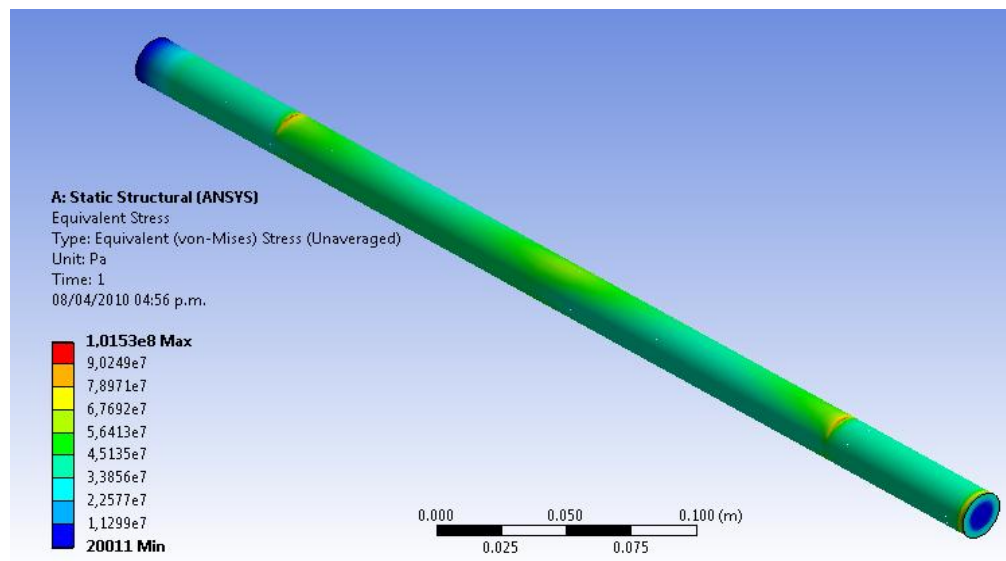
El esfuerzo cortante máximo calculado en ANSYS es de 56.4 Mpa (ver figura 21), el esfuerzo equivalente es de 101.5 Mpa (ver figura 22). El análisis de la deformación muestra un valor de 0.00016398 metros donde el punto máximo se ubica en la zona donde se aplica la carga radial (ver figura 23), mientras que El análisis del factor de seguridad muestra un valor de 2.21 para el esfuerzo cortante máximo y de 2.46 para el esfuerzo equivalente (ver figuras 24 y 25).

Figura 21. Esfuerzo cortante máximo



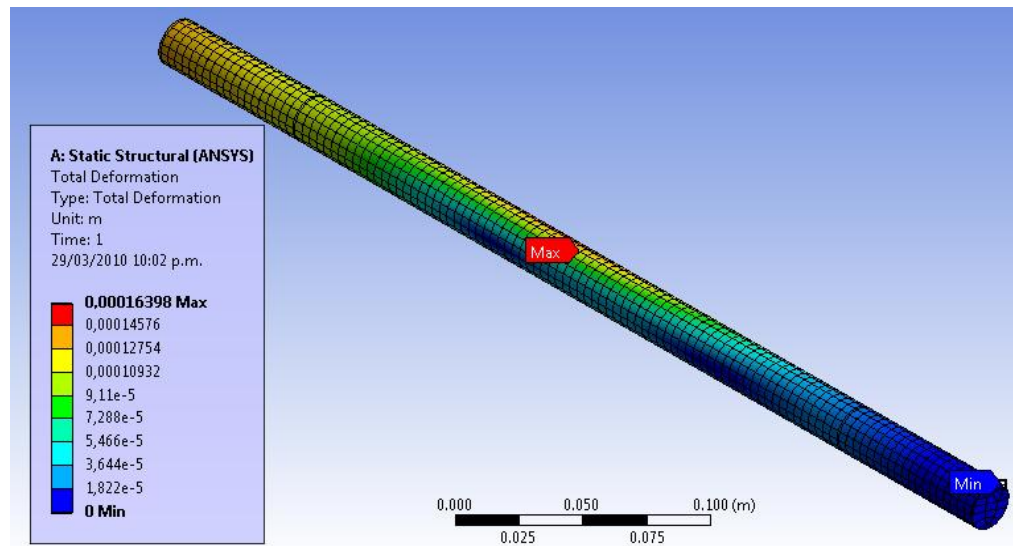
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 22. Esfuerzos Equivalentes



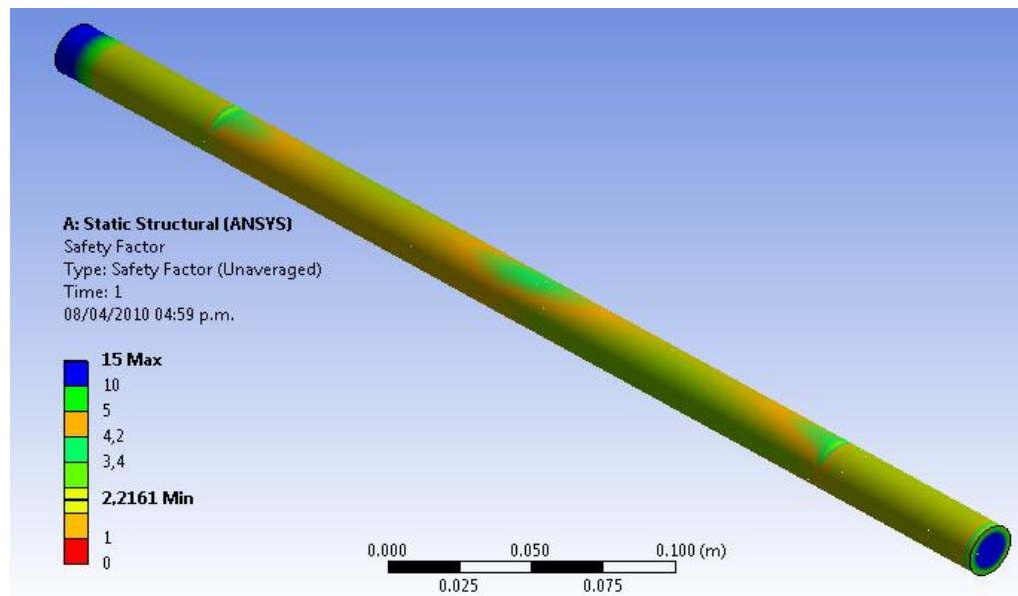
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 23. Deformación total



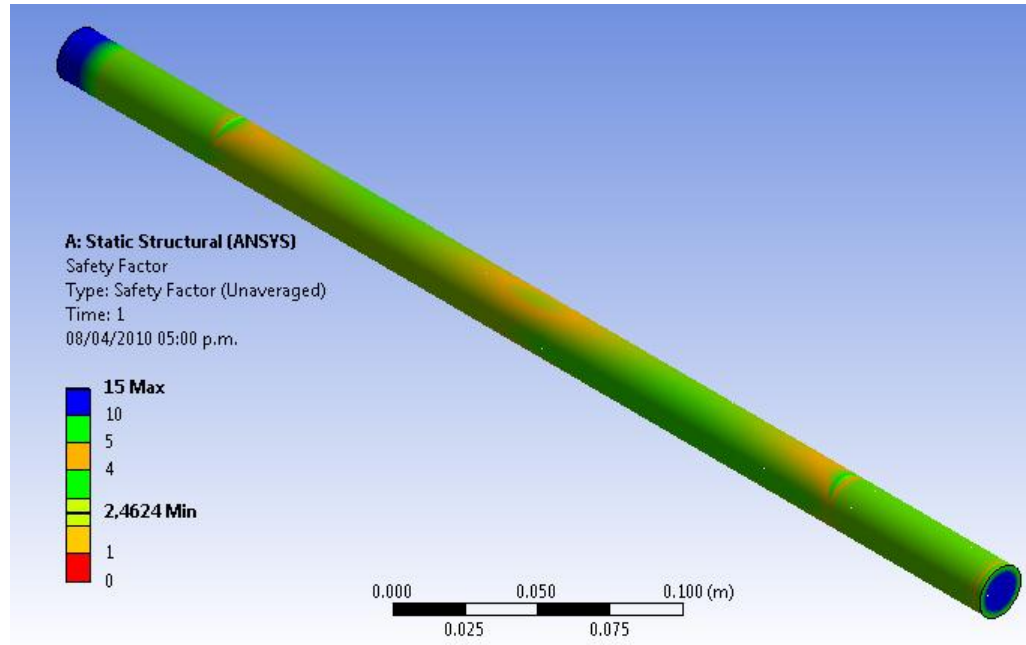
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 24. Factor de seguridad esfuerzo cortante máximo



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 25. Factor de seguridad esfuerzo equivalente



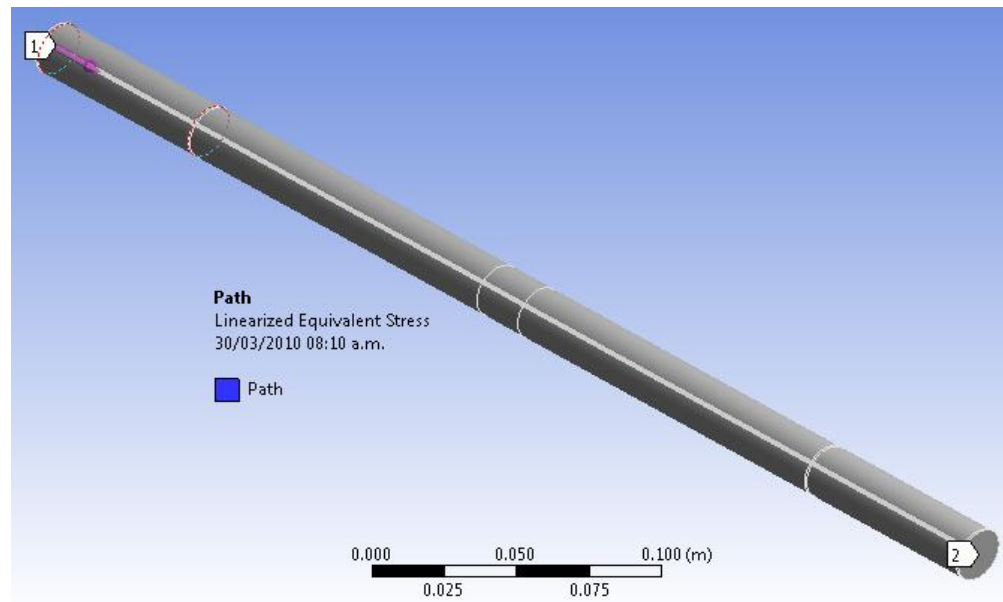
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

4.2.5 Esquemas PATH

Para una mejor interpretación de los resultados del modelamiento en ANSYS se crea un sistema de Linealización con el esfuerzo cortante máximo y el esfuerzo máximo equivalente (ver figuras 26, 27 y 28). Esto permite visualizar la distribución de estos resultados a lo largo del eje, ésta línea no contiene nodos por lo que se genera una interpolación con los valores de esfuerzo cercanos a la línea y se representa una distribución de las cargas centroidales.

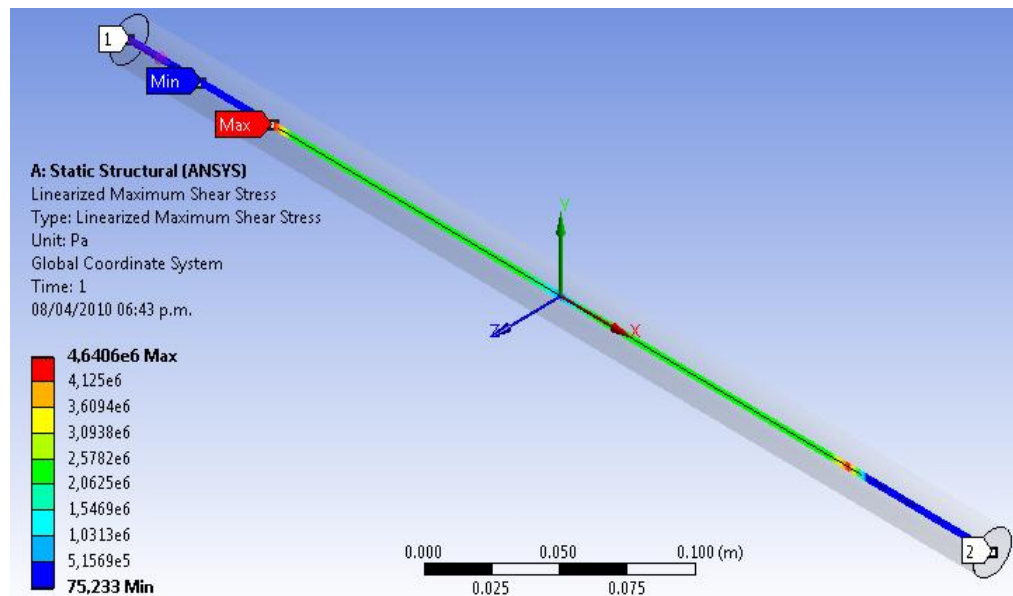
Lograr la Linealización es posible utilizando un "Path" ubicado desde la cara izquierda del eje hasta la cara donde se ubica el freno, es tan solo una geometría constructiva, una línea que atraviesa el eje para poder representar luego los valores de los resultados. Dichos resultados son los presentes solo a lo largo del centro geométrico del eje.

Figura 26. Utilización de la geometría de construcción 'Path'



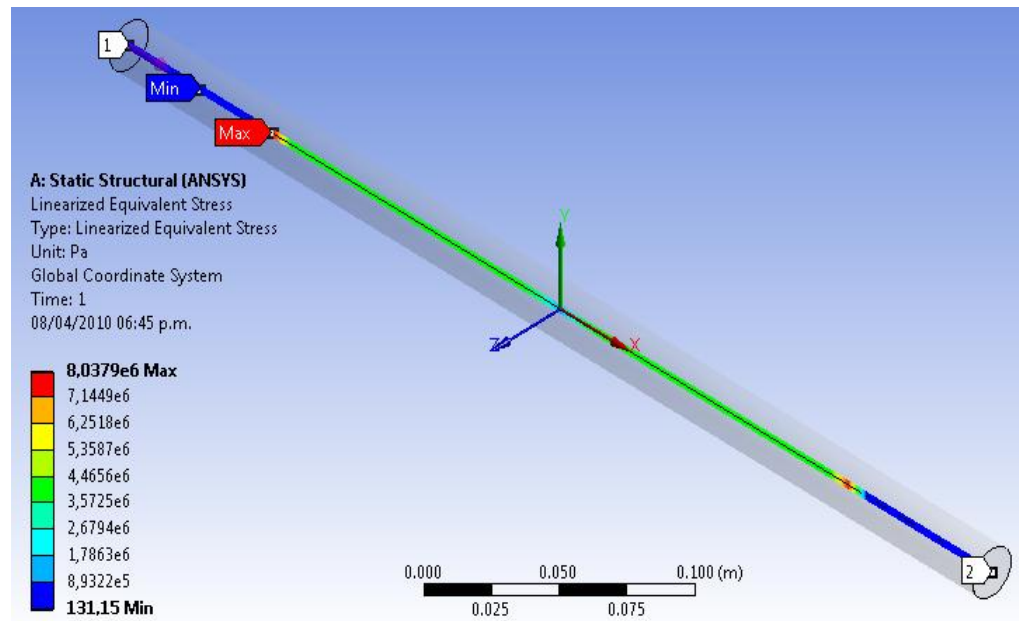
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 27. Linealización del esfuerzo cortante máximo



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 28. Linealización del esfuerzo equivalente



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

4.2.6 Análisis de resultados

Teóricamente el esfuerzo cortante máximo es de 52.85 Mpa y el esfuerzo equivalente de 103.24 Mpa para lo que fue tenido en cuenta el torque máximo de 35.6 N-m entregado por el motor, el momento máximo de 75 N-m resultante de la carga radial y las propiedades físicas del acero inoxidable 304 AISI que se muestran en la tabla 3.

La simulación en ANSYS muestra un valor de esfuerzo cortante máximo de 56.4 Mpa y de esfuerzo equivalente de 101.5 Mpa representando un margen de error del 6.7% y 1.68% respectivamente, la deformación máxima teórica es de 0.00035 mientras que el valor analizado en ANSYS indica una deformación máxima en el centro del eje de 0.00016397, el factor de seguridad en el diseño inicial fue de 2 el software muestra un factor de seguridad de 2,21 representando un error del 10%.

Las diferencias entre los valores teóricos y los simulados se presentaron por causa de las restricciones de movimiento que se estipularon para los soportes cilíndricos, pues al dejar fijos los grados de libertad radial y axial se limitan las resultantes de los momentos flectores ocasionados por la carga de 1000 N. Además se consideró para el modelamiento en ANSYS una resultante a la carga radial en el eje, esto disminuye las reacciones en los soportes variando directamente los cálculos de esfuerzo.

Las gráficas del Path muestran que en la línea del centro del eje en las posiciones de los rodamientos aparecen esfuerzos máximos debidos a las repuestas de los soportes tanto a la carga como al torque, por tal motivo podría comenzar a pronunciarse la falla por cortante en esos lugares.

Para garantizar que esto no ocurra se estableció un factor de seguridad de 2 para el diseño del eje en los cálculos teóricos, las figuras 24 y 25 muestran factores de 2.46 y 2.21, valores simulados pero que muestran un error del 10.5% corroborando que el eje trabajara confiablemente en sus cargas críticas.

4.3 DISEÑO DE LOS ACOPLES Y CALCULO DEL DIAMETRO MINIMO DE LOS TORNILLOS

Para el diseño de los acoples se define una geometría circular por ser esta la más usada es este tipo de elementos de máquinas, deben existir dos tipos de acoples diferentes uno para el torquímetro 1 de 407 N-m y otro para el torquímetro 2 de 200 N-m, el acople para el torquímetro grande debe tener por un lado una cavidad cuadrada cuyas dimensiones son de 20 mm X 20 mm y por el otro una cavidad circular de radio 10 mm para la entrada del eje. El segundo acople tiene una geometría cuadrada de dimensiones de lado 10 mm para conectar el torquímetro 2 y por el otro lado sigue teniendo una sección circular de 20 mm para la conexión a los eje auxiliares.

Las dimensiones de los acoples para las cuatro conexiones necesarias en el banco se entregan en la sección de planos en ANEXOS A.

Se decidió utilizar cuatro tornillos para la unión de las dos tapas de los acoples por lo que se debieron calcular las reacciones en los pernos debida al torque transmitido. Esto con el fin de evitar la falla por cortante en los tornillos al momento de poner en funcionamiento el banco.

Los acoples fueron construidos de acero AISI 1045 cuyas propiedades se presentan en la tabla 5, ya que es un material fácil de maquinar y con una alta resistencia a la compresión.

Esto teniendo en cuenta que las bridas van a estar soportando el apriete de los tornillos y que juegan un papel crítico en el funcionamiento del banco.

Tabla 5. Propiedades físicas del acero ASIS 1045

ACERO 1045 AISI Propiedades físicas	
PROPIEDAD	VALOR
Densidad	7850 kg/m ³
Relación de poisson	0.30
Módulo de Young (elasticidad)	205 Gpa
Esfuerzo de fluencia a la tensión	530 Mpa
Esfuerzo ultimo a la tensión	625 Mpa
Esfuerzo ultimo a la compresión	625 Mpa

[En línea].

<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=cbe4fd0a73cf4690853935f52d910784>

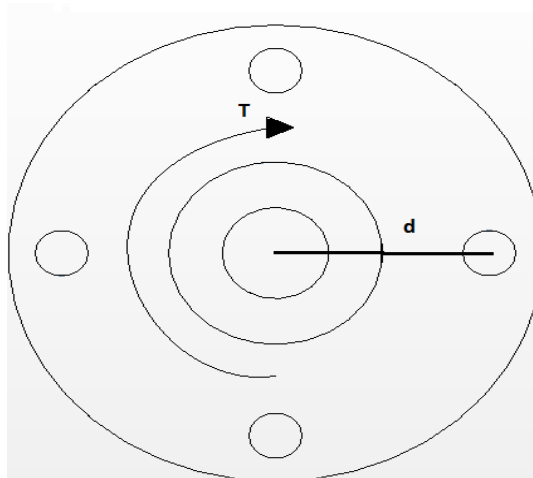
4.3.1 Diámetro mínimo de los tornillos

Se decidió calcular el diámetro mínimo de los tornillos donde estos llegarían a partirse o a fallar por acción de la fuerza cortante que deben soportar.

El torque máximo es precisamente el torque resultante de la potencia nominal del motor dividida en su velocidad angular más baja que es 200 rpm.

Una vez calculado el diámetro mínimo de los tornillos se define cual diámetro nominal puede usarse para el ensamble de los acoples de todo el sistema.

FIGURA 29. Carga en los tornillos



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonatán Ernesto Gallo.

$$T_{max} = F * d$$

$$F = \frac{T}{d} = \frac{35.6 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.035 \text{ m}} = 1017 \text{ N}$$

$$\tau_{perm} = 0.4 * S_y$$

Se decide utilizar tornillos grado 2 para incluir un factor de seguridad a los pernos, las propiedades de este tipo de pernos se muestran en la tabla 6.

Tabla 6. Propiedades físicas de los pernos

Grado SAE	Rango de los diámetros de la cresta, pulg	Resistencia a la rotura por tensión, su, ksi	Resistencia a la fluencia, sy, ksi	Resistencia de prueba, sp, ksi
1	1/4- 1 1/2	60	36	33
2	1/4- 3/4	74	57	55
	>3/4-1 1/2	60	36	33
4	1/4-1 1/2	115	100	65
5	1/4-1	120	92	85
	>1-1 1/2	105	81	74
7	1/4-1 1/2	133	115	105
8	1/4-1 1/2	150	130	120

Tomado de Elementos de máquinas, Bern J Hamrock, pág. 592.

$$S_y = 57 \text{ Ksi} = 393 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{max} = 157.2 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \quad ; \quad \eta = 2$$

$$\eta = \frac{\tau_{perm}}{\tau_{diseño}}$$

$$\tau_{diseño} = \frac{157.2 \text{ Mpa}}{2} = 78.6 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$F_{perno} = \frac{F}{4} = \frac{1017 \text{ N}}{4} = 254.3 \text{ N}$$

$$A = \frac{F}{\tau} = \frac{254.3 \text{ N}}{78.6 \text{ Mpa}} = 3.23 * 10^{-6} m^2$$

Se calcula el diámetro de los tornillos:

$$D = \sqrt{\frac{4 * (3.23 * 10^{-6} m^2)}{\pi}}$$

$$D = 2,1 \text{ mm}$$

Como la fuerza cortante sobre los pernos es muy pequeña el diámetro de estos no es alto por lo que finalmente se decide seleccionar pernos de $D= 3/8$ de pulgada para la unión de los acoples por facilidad comercial y agilidad de compra.

Se decide utilizar tornillos grado 2, por economía y para manejar un grado aceptable de seguridad puesto que los tornillos deben soportar un esfuerzo cortante muy bajo.

4.4 ANÁLISIS DE LOS ACOPLER EN ANSYS

ANSYS provee un tipo de análisis especial para determinar la distribución de esfuerzos sobre los acoples según el apriete de los tornillos, se usó esta herramienta para encontrar el torque máximo con el que deben ser apretados los pernos para garantizar un factor de seguridad mínimo de 2.

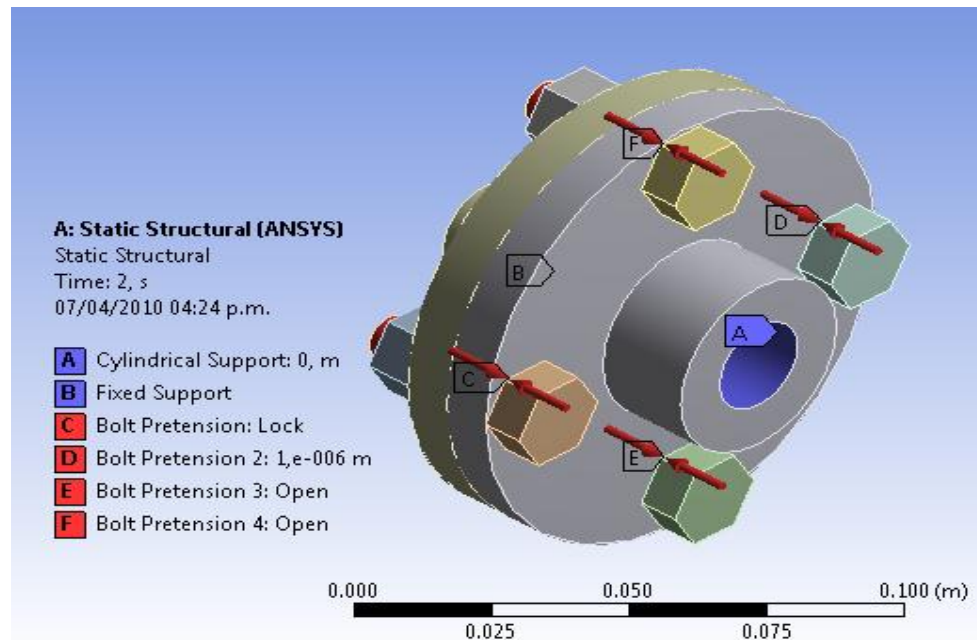
Al igual que en el análisis estructural hecho para el eje principal del banco, se realizó el análisis del esfuerzo cortante máximo, esfuerzo equivalente y deformación total teniendo en cuenta además las nuevas condiciones de frontera que incluye el apriete en los pernos.

Es importante realizar este tipo de análisis para incluir un factor de seguridad a los acoples pues estas piezas son de uso crítico en el funcionamiento del banco.

Los pernos decididos para la unión de los acoples fueron de grado 2 (cálculos mostrados en el capítulo 4.3.1), propiedades mecánicas ver tabla 6.

Las propiedades del perno grado 2 se utilizan para los tornillos y tuercas en el análisis en ANSYS V12 mientras para el acople se utilizan las propiedades del acero 1045 AISI (ver tabla 5).

Figura 30. Aplicación carga de apriete en los tornillos



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

El apriete de los pernos son cargas de compresión que se representan con el mando "Bolt Pretension" (ver figura 29 y 30). Este mando permite ser definido por ajuste o precarga, el ajuste es la compresión del vástago del perno en milímetros mientras que la precarga es el torque de apriete en Newton-metro.

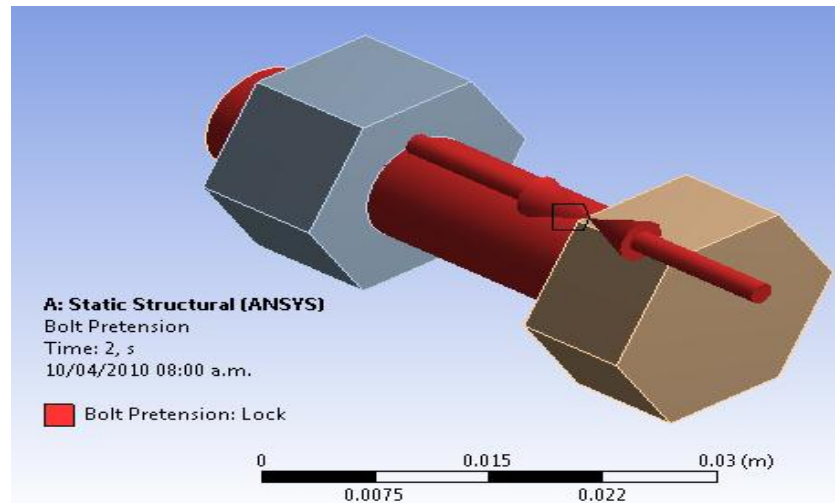
Se decidió definir el apriete como ajuste (Adjustment) y comenzar un proceso iterativo para lograr el factor de seguridad de 2 que se pensó al principio del análisis, el tipo ajuste permite variar los valores de apriete con mayor facilidad pues al estar en unidades de milímetros da una mejor idea del valor a usar para calcular la deformación en el tornillo.

Bolt Pretension debe ser aplicado sobre el área superficial en los vástagos de los tornillos (ver figura 31), pues el modelamiento se realiza generando una deformación en esta sección cuyo valor es el ajuste en milímetros dado como parámetro de apriete. Cuando se comprime el vástago todas las caras asociadas a él son afectadas también, ANSYS V12 calcula la fuerza necesaria para ocasionar esta deformación, de tal manera que logra encontrar la distribución de esfuerzos sobre todo el ensamble.

Como hay cuatro tornillos se debió incluir en el modelamiento los cuatro pasos necesarios para el ensamble del acople, esto permite encontrar la deformación total

de los pernos y de las caras de los acoples a medida que se van apretando los tornillos.

Figura 31. Aplicación del Bolt Pretension



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Los pasos deben representar el estado del perno según el orden de apriete definido, para este caso se decidió que fuera en "cruz", por ser éste orden el que más disminuye las cargas y mejor distribuye los esfuerzos sobre el ensamble, el valor del ajuste para responder a un factor de seguridad de 2 (ver figuras 32, 33, 34 y 35), finalmente fue de 1e-6 metros.

Figura 32. Relación de pasos para el estado del perno 1

Tabular Data				
	Steps	Define By	Preload [N]	Adjustment [m]
1	1,	Adjustment	N/A	1,e-006
2	2,	Lock	N/A	N/A
3	3,	Lock	N/A	N/A
4	4,	Lock	N/A	N/A
*				

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 33. Relación de pasos para el estado del perno 2

Tabular Data				
	Steps	☒ Define By	☒ Preload [N]	☒ Adjustment [m]
1	1,	Open	N/A	N/A
2	2,	Adjustment	N/A	1,e-006
3	3,	Lock	N/A	N/A
4	4,	Lock	N/A	N/A
*				

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 34. Relación de pasos para el estado del perno 3

Tabular Data				
	Steps	☒ Define By	☒ Preload [N]	☒ Adjustment [m]
1	1,	Open	N/A	N/A
2	2,	Open	N/A	N/A
3	3,	Adjustment	N/A	1,e-006
4	4,	Lock	N/A	N/A
*				

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 35. Relación de pasos para el estado del perno 4

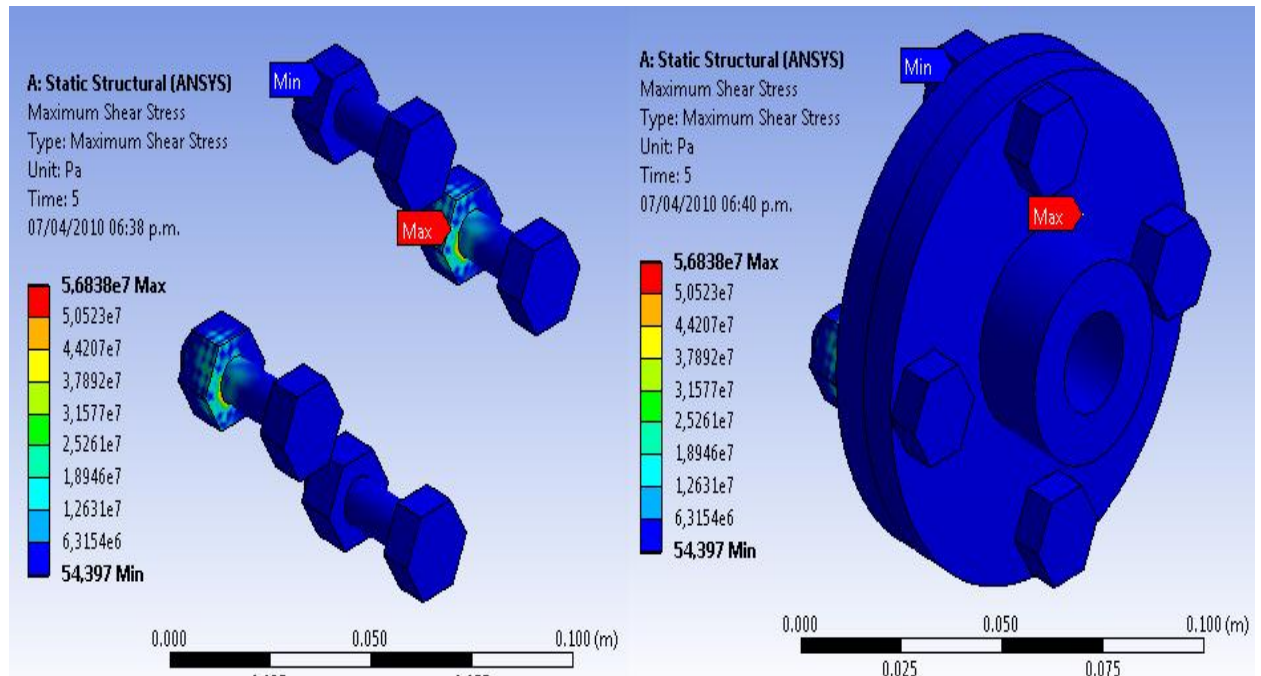
Tabular Data				
	Steps	☒ Define By	☒ Preload [N]	☒ Adjustment [m]
1	1,	Open	N/A	N/A
2	2,	Open	N/A	N/A
3	3,	Open	N/A	N/A
4	4,	Adjustment	N/A	1,e-006
*				

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Una vez definidos los pasos en cada Bolt Pretension y aplicada la carga de apriete se siguió a colocar las áreas de soportes, fueron entonces utilizadas las caras internas de las cavidades de entrada para los ejes.

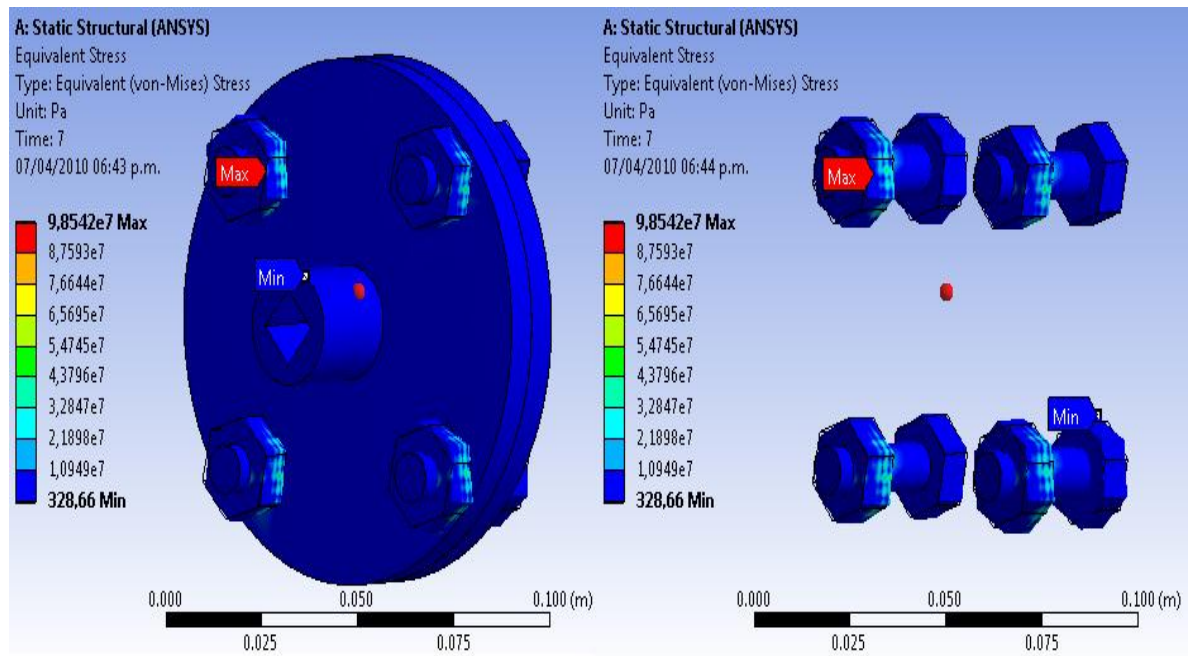
Finalmente se realizó el análisis de esfuerzo, deformación y factor de seguridad (ver figuras 36, 37, 38, 39,40 y 41).

Figura 36. Esfuerzo cortante máximo



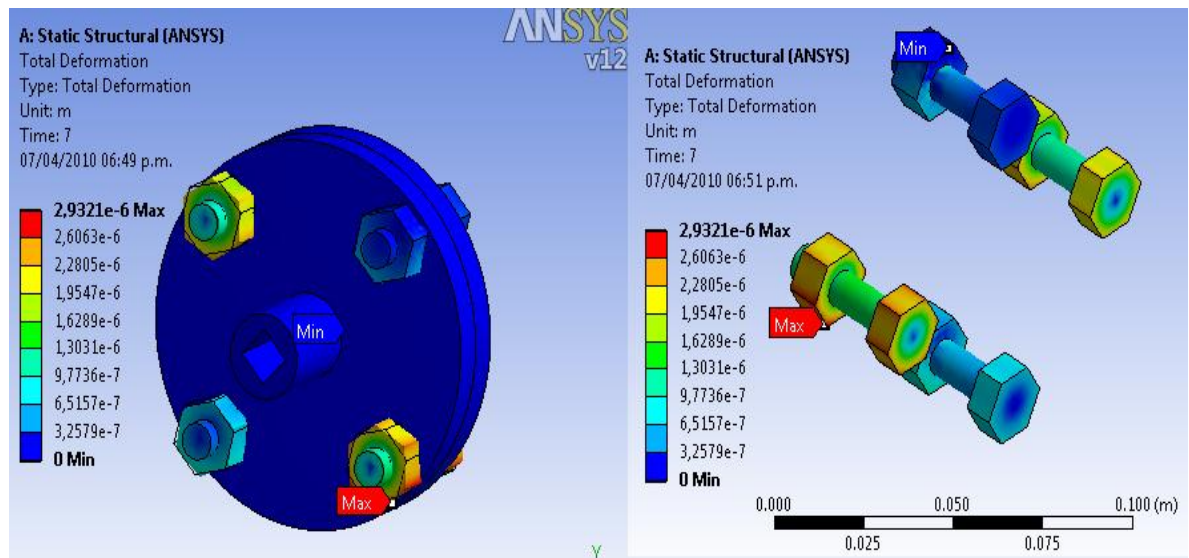
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 37. Esfuerzo equivalente en los pernos



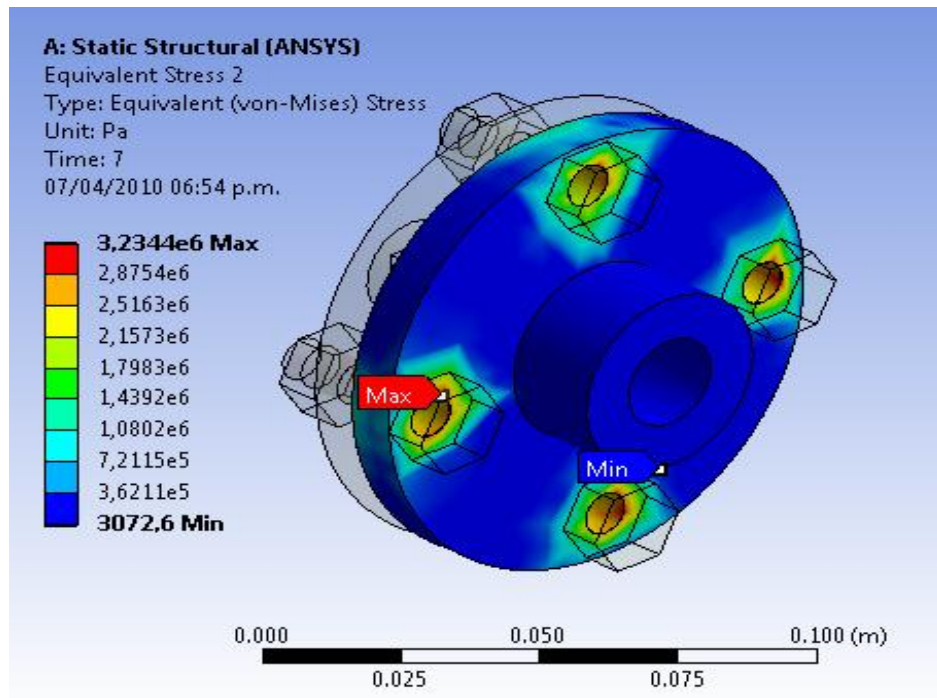
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 38. Deformación total



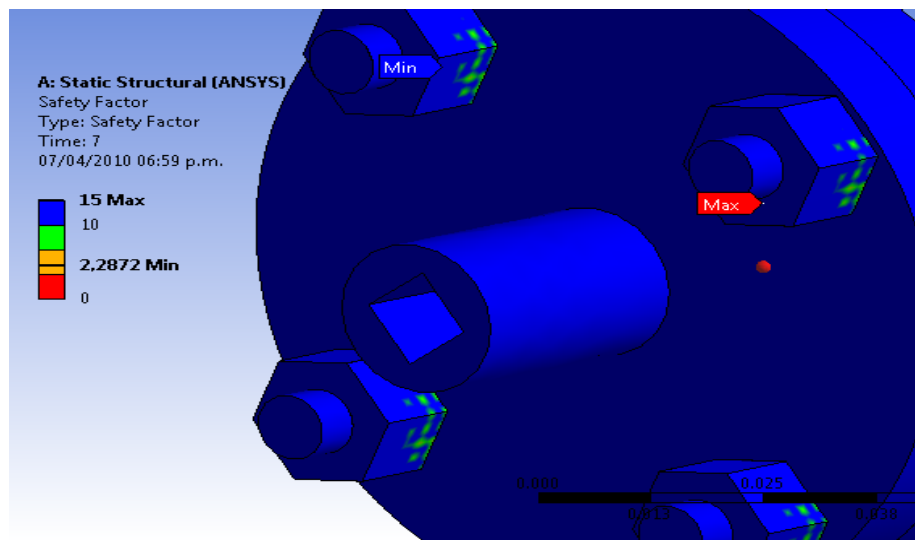
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 39. Esfuerzo cortante máximo en la brida



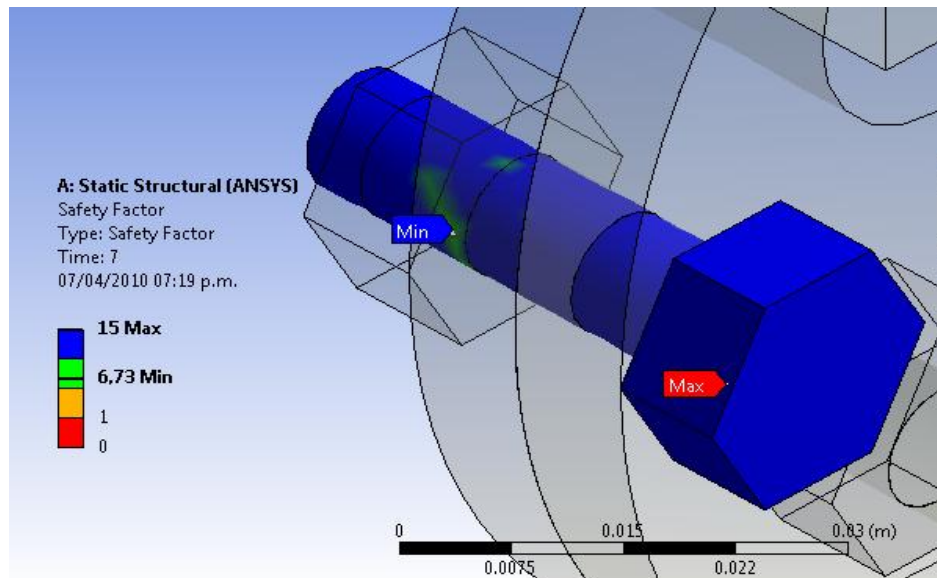
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 40. Factor de seguridad en las bridas



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 41. Factor de seguridad en los tornillos



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

4.4.1 Análisis de resultados

El análisis en ANSYS del acople para mantener un factor de seguridad de 2 mostró que los tornillos sufrirán un esfuerzo cortante máximo de 56,8 Mpa, un esfuerzo equivalente de 98 Mpa y una deformación máxima de $2,93e-6$ metros que se presenta en las tuercas por acción del apriete, mientras que las bridas muestran un esfuerzo equivalente de 3 Mpa.

Estos resultados indican que la distribución de los esfuerzos en el acople debido al apriete de los tornillos es baja lo cual no causa deformaciones considerables y garantiza el factor de seguridad de 2 pensado para estas piezas teniendo en cuenta que su uso es indispensable en el banco y que estarán en constante funcionamiento, lo que las hace de uso crítico pues si llegasen a fallar los tornillos o a fracturarse las bridas los ejes no podrían ser conectados a los torquímetros y por ende el banco no podría utilizarse.

Se concluye entonces que, el apriete máximo en los tornillos debe ser de $1e-6$ metros para aumentar la vida útil de los acoples y para asegurar que los tornillos cumplirán su trabajo sin ninguna dificultad pues presentan un factor de seguridad de 6.73 lo que garantiza su completo desempeño.

5. TOMA DE DATOS

Para la toma de datos se estableció una metodología sencilla, práctica y segura de tal manera que la operación del banco fuera lo más adecuada posible.

La implementación de un buen esquema para la toma de datos responde a la veracidad de los resultados obtenidos, de ahí la importancia de la misma. Por tal motivo se debió organizar una secuencia de operación de la máquina y realizar las mediciones manteniendo el orden más conveniente.

La velocidad angular del motor se controló utilizando un variador de velocidad (ver figura 42), esto con el fin de evidenciar la respuesta de los rodamientos cuando el eje que soportan revoluciona a diferentes velocidades, se comenzaron las pruebas a 200 rpm hasta llegar a 1600 debido a que la máxima operación del motor es de 1660 rpm.

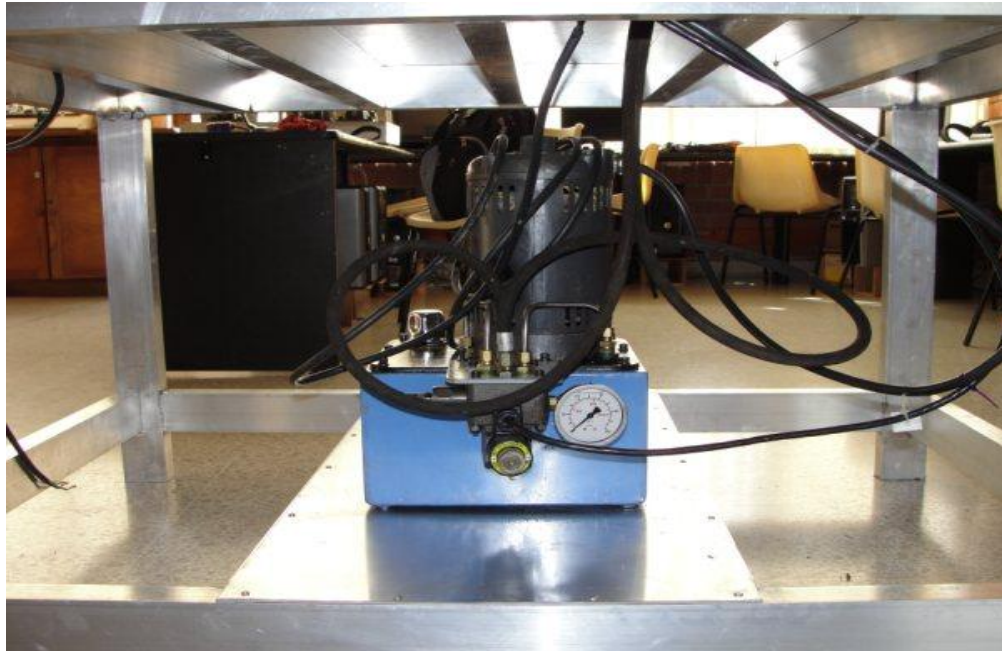
Inicialmente no se colocó carga en el sistema oleohidráulico (ver figura 43,44, 45 y 46) y se trató de mantener un torque de frenado constante (ver figura 47 y 48) para que los torquímetros lograran medir con mayor exactitud, el torque de frenado fue calculado colocando una balanza a un extremo del freno midiendo así el peso ejercido al eje y multiplicándolo por la distancia del centro del eje al punto de aplicación del peso (ver figura 49), una vez se logró estabilizar el torque de frenado se comenzó a medir con los sensores el momento Torsor presente antes del primer rodamiento y el Torsor final a la salida del segundo rodamiento (ver figuras 50 y 51).

Figura 42. Variador de velocidad



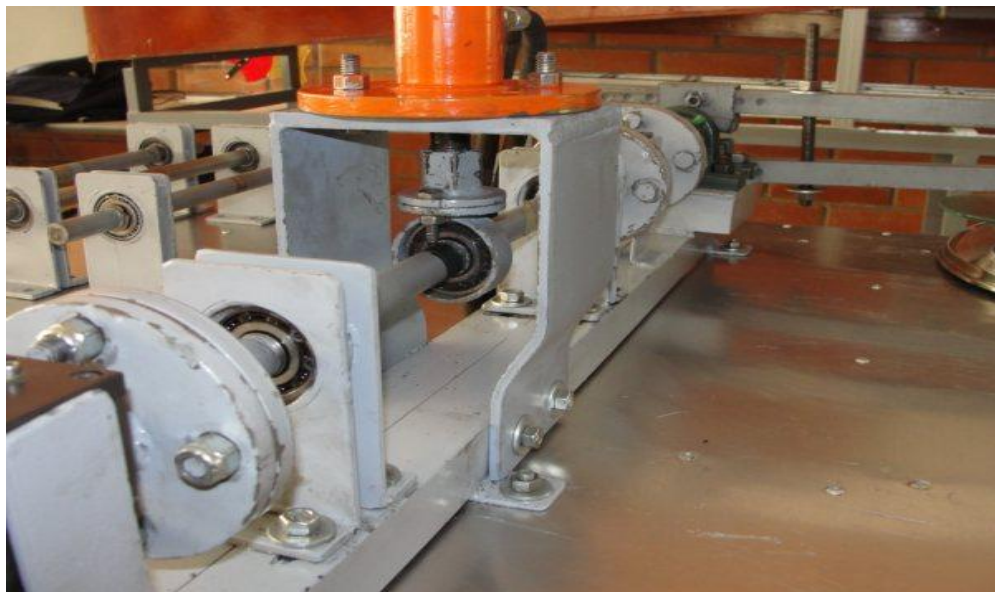
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 43. Sistema oleohidráulico



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 44. Aplicación de la carga sobre el eje con el cilindro doble efecto



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 45. Vista de la acción del pistón sobre el eje



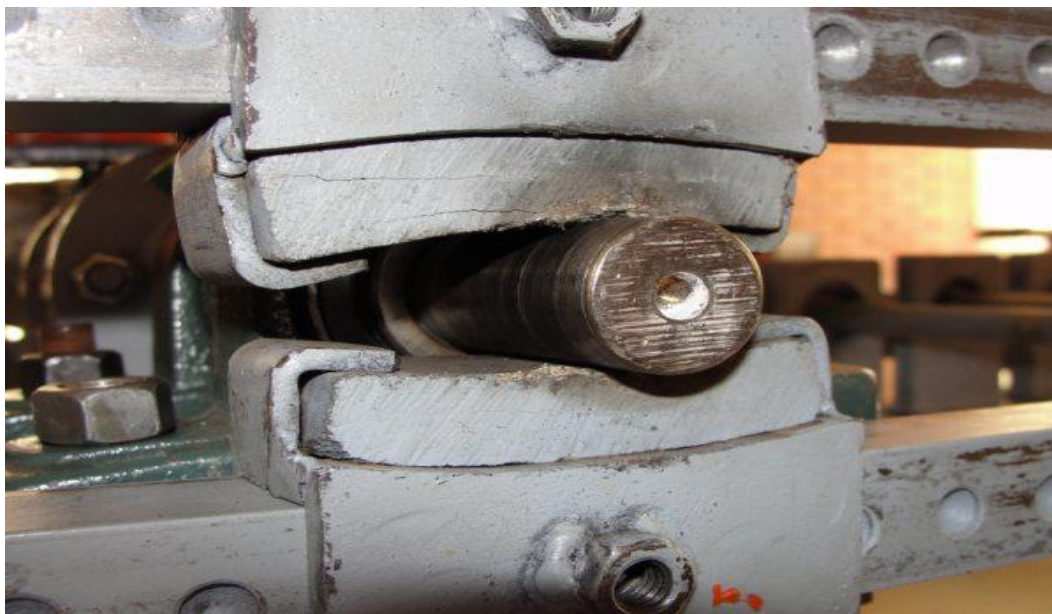
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 46. Vista lateral ubicación del cilindro doble efecto



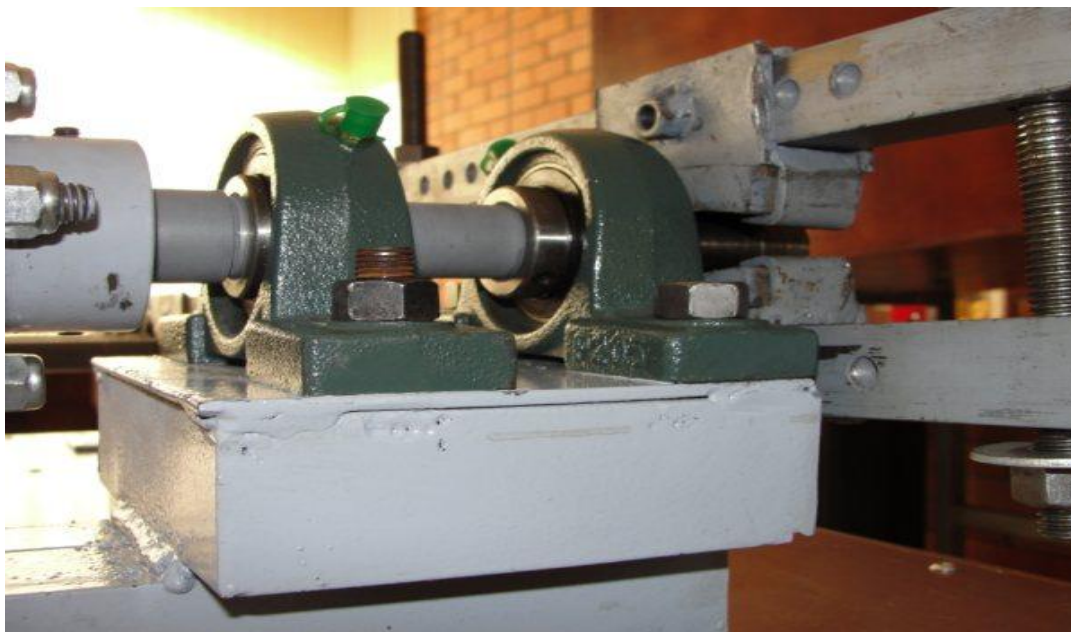
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 47. Freno mecánico



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 48. Montaje del freno



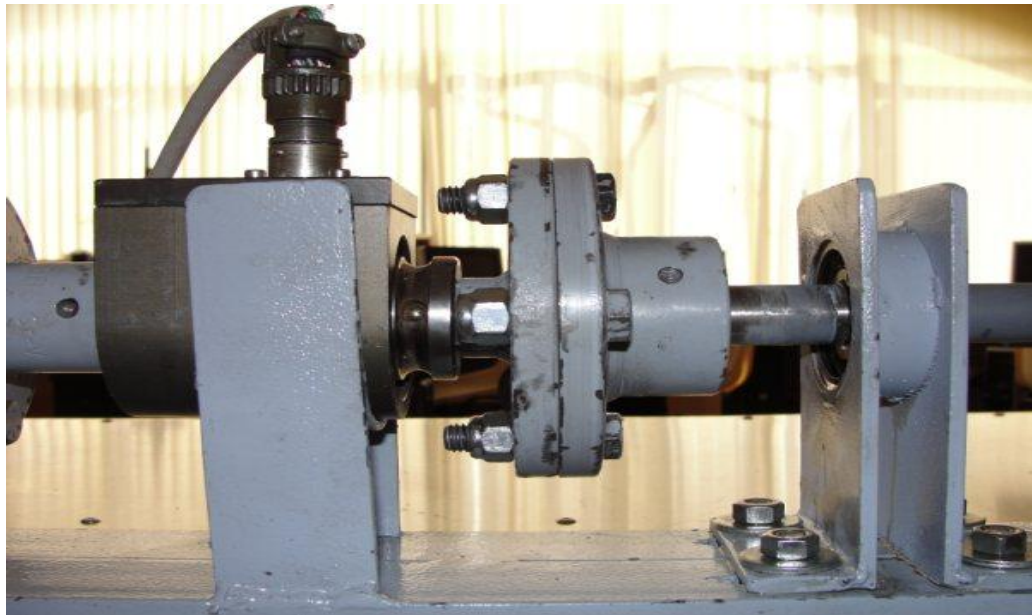
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 49. Utilización de la balanza para calcular el torque de frenado



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 50. Medición torque de entrada



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 51. Medición torque de salida



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Las mediciones tomadas por los torquímetros fueron llevadas a la caja de adquisición de datos (ver figura 52), que a su vez estaba conectada a dos voltímetros donde se mostraban los datos en milivoltios para luego ser convertidas a Newton-metro según la tabla 4.

Se creó un formato para tabular las mediciones en cada una de las velocidades y para cada carga como se muestra en la tabla 7.

Para ver fotos del banco terminado y completo ver ANEXOS B.

Tabla 7. Formato para las mediciones

	CARGA RADIAL				
	0 N	261 N	523 N	785 N	1047 N
VELOCIDAD (rpm)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)				
200					
300					
400					
500					
600					
700					
800					
900					
1000					
1100					
1200					
1300					
1400					
1500					
1600					

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Se hicieron mediciones para la perdida de torque en cinco cargas radiales controladas con la válvula reguladora de presión del sistema oleohidráulico (ver figura 53), en quince diferentes velocidades de operación.

El proceso se realizó para los cuatro tipos de rodamientos siguiendo el mismo esquema de operación del banco y tabulando de igual manera los datos obtenidos.

Figura 52. Caja de adquisición de datos



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 53. Válvula reguladora de presión



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

6. DATOS TEÓRICOS

Las tablas 8, 9, 10 y 11 muestran la pérdida de torque en los cuatro tipos de rodamientos seleccionados, la calculadora online de SKF fue utilizada para la obtención de estos datos, esta herramienta permite variar la velocidad de operación en el rodamiento y las cargas radiales y axiales aplicadas. Para este caso la carga radial se mantuvo en 0, 500 y 1000N mientras que, la carga axial estuvo siempre en valor 0N pues el diseño del banco no contempla ese tipo de cargas.

Se establecieron los datos de pérdida de torque debido a que los experimentales deben ser medidos con la ayuda de dos torquímetros cuyos valores son representados en unidades de Newton-metro es decir, para una mejor comparación entre los resultados teóricos y prácticos se decidió comparar las gráficas del comportamiento de los rodamientos según la pérdida de torque y así manejar los mismos parámetros de medición y así disminuir el margen de error.

Esto es posible teniendo en cuenta que la pérdida de potencia será igual a 2 veces el producto entre la pérdida de torque (valor mostrado en las tablas) y la velocidad angular (ver ecuación 8).

$$P_p = 2 * PT * \omega \quad (\text{Ecuación 8})$$

Tabla 8. Pérdida de torque rodamiento de bolas 1 hilera (6004-2rsh)

	CARGA RADIAL		
	0 N	500 N	1000 N
VELOCIDAD (rpm)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)		
200	0,0493	0,0574	0,0695
400	0,0493	0,0574	0,069
600	0,0493	0,0574	0,0688
800	0,0493	0,0574	0,0686
1000	0,0493	0,0574	0,0684
1200	0,0493	0,0574	0,068
1400	0,0493	0,0574	0,0673
1600	0,0493	0,0574	0,0674

[En línea].

http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?windowName=E5NAtGHzfvrn7C7Zr15PrP_1270509454920_Calc5&newlink=&action=Calc5&lang=es&prodid=1050240004

Tabla 9. Perdida de torque rodamiento de bolas de 2 hileras (4204 ATN9)

	CARGA RADIAL		
	0 N	500 N	1000 N
VELOCIDAD (rpm)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)		
200	2,93E-08	0,00882	0,0193
400	3,09E-08	0,00892	0,0191
600	3,18E-08	0,00897	0,019
800	3,24E-08	0,00901	0,019
1000	3,29E-08	0,00904	0,0189
1200	3,47E-08	0,00916	0,0188
1400	3,62E-08	0,00928	0,0187
1600	3,77E-08	0,00939	0,0186

[En línea].

http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?windowName=E5NAtGHzfvrnC7Zr15PrP_1270509454920_Calc5&newlink=&action=Calc5&lang=es&prodid=104004204

Tabla 10. Perdida de torque rodamiento cilíndrico (NUP-204ECP)

	CARGA RADIAL		
	0 N	500 N	1000 N
VELOCIDAD (rpm)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)		
200	0,00173	0,0135	0,0189
400	0,00182	0,0144	0,0194
600	0,00187	0,0147	0,0196
800	0,00191	0,0149	0,0198
1000	0,00194	0,015	0,02
1200	0,00204	0,0156	0,0205
1400	0,00213	0,0161	0,021
1600	0,00221	0,0165	0,0215

En línea].

http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?windowName=E5NAtGHzfvrnC7Zr15PrP_1270510709666_Calc5&newlink=&action=Calc5&lang=es&prodid=1410610204

Tabla 11. Pérdida de torque rodamiento cónico (30204-J2/Q)

	CARGA RADIAL		
	0 N	500 N	1000 N
VELOCIDAD (rpm)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)		
200	0,0000425	0,0284	0,0438
400	0,0000447	0,0283	0,0429
600	0,000046	0,0283	0,0423
800	0,0000469	0,0282	0,042
1000	0,0000477	0,0282	0,0417
1200	0,0000501	0,0281	0,0408
1400	0,0000523	0,0281	0,0402
1600	0,0000543	0,0281	0,0396

[En línea].

http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?windowName=E5NAtGHzfvrnC7Zr15PrP_1270510709666_Calc5&newlink=&action=Calc5&lang=es&prodid=1310000204

Estos valores representan la pérdida de torque en un solo rodamiento por lo que es necesario multiplicar por dos para la respectiva comparación con los datos probados en el banco.

Dichas tablas muestran la relación directamente proporcional de pérdida de torque según el valor de la velocidad y la carga radial, pues a medida que estos dos parámetros aumentan la pérdida de torque se hace más significativa.

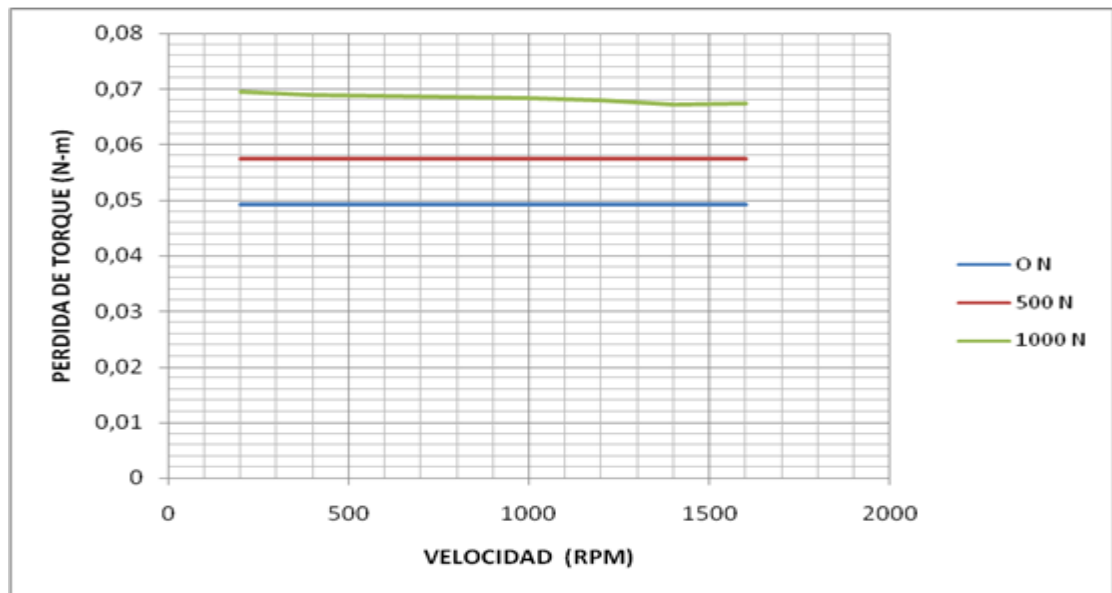
Dichas tablas muestran la relación directamente proporcional de pérdida de torque según el valor de la velocidad y la carga radial, pues a medida que estos dos parámetros aumentan la pérdida de torque se hace más significativa.

Las figuras 54, 55, 56 y 57 muestran la pérdida de torque teórico de los cuatro tipos de rodamientos analizados en este proyecto Vs velocidad angular.

Se elaboraron estas gráficas con los valores de las tablas 8, 9, 10 y 11, esta representación muestra la tendencia lineal del comportamiento de los rodamientos bajo las condiciones de operación a las que fueron analizados.

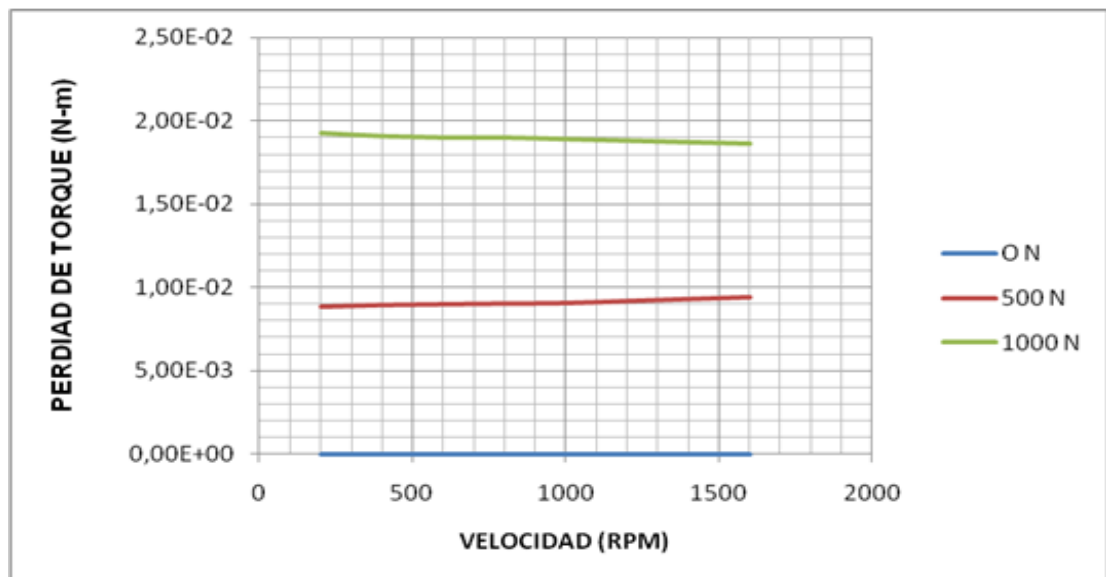
Se podrá reconocer en qué instantes es el aumento o descenso de la pérdida para cada rodamiento al igual que el que sería el rodamiento más óptimo para trabajar en algunas condiciones específicas.

Figura 54. Pérdida Teórica de Torque vs Velocidad - rodamiento de bolas de 1 hilera



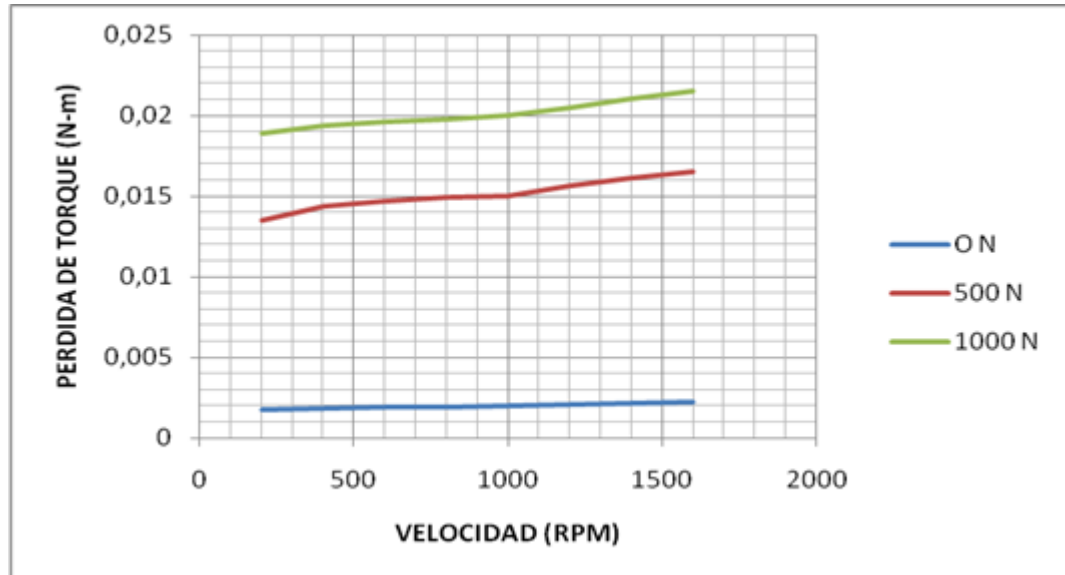
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 55. Pérdida Teórica de Torque vs Velocidad - rodamiento de bolas de 2 hileras



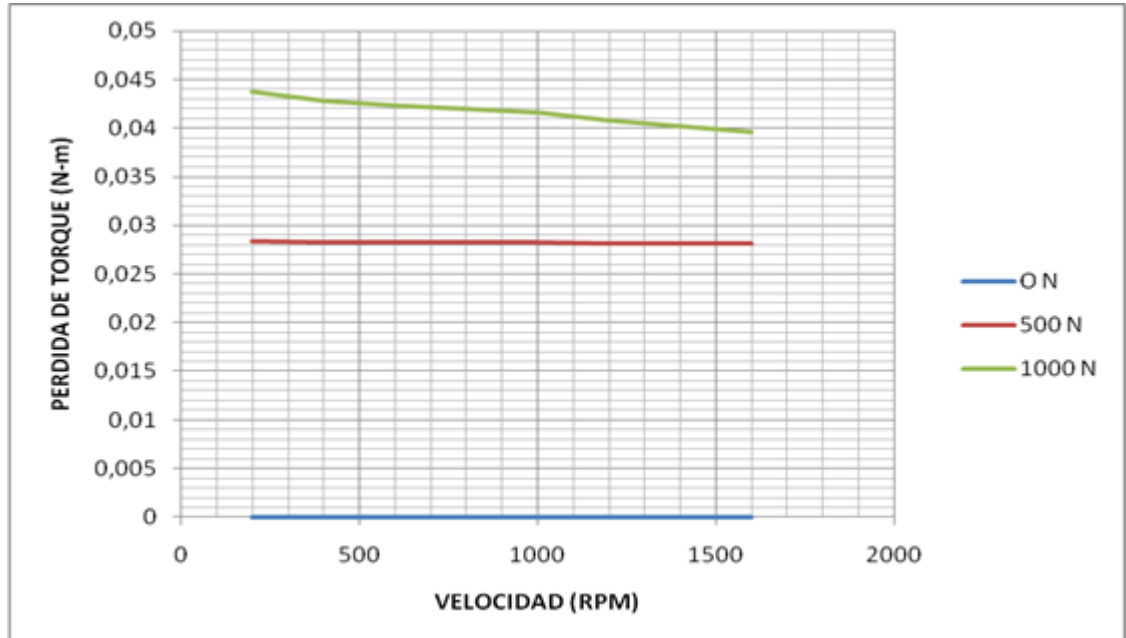
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 56. Pérdida Teórica de Torque vs Velocidad - rodamiento cilíndrico



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 57. Pérdida Teórica de Torque vs Velocidad - rodamiento cónico



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Estos valores representan la pérdida de torque en un solo rodamiento, por lo que es necesario multiplicar por dos para la respectiva comparación con los datos probados en el banco, ver ecuación 7.

La pérdida de potencia teórica finalmente será el producto de dos veces el valor de la pérdida de torque mostrado en las gráfica y la velocidad de operación.

7. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Se siguió la metodología escrita en el capítulo 5.

Las tablas (12, 13, 14 y 15) muestran la pérdida de torque en los cuatro tipos de rodamientos seleccionados, los datos fueron tomados experimentalmente en el banco, tomando los datos en milivoltios y haciendo la conversión a N-m (ver tabla 4).

Tabla 12. Pérdida de torque experimental rodamiento de bolas 1 hilera (6004-2RSH)

	CARGA RADIAL				
	0 N	261 N	523 N	785 N	1047 N
VELOCIDAD (rpm)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)				
200	4,32	8,01	8,67	10,18	10,32
300	4,64	8,08	9,32	10,18	10,48
400	4,94	8,20	9,57	10,42	10,56
500	5,04	9,08	9,78	10,54	10,60
600	5,02	9,24	9,94	10,54	10,80
700	4,97	9,63	10,11	10,71	11,09
800	4,97	9,83	10,03	10,71	11,30
900	5,13	9,99	10,11	10,75	11,87
1000	5,29	10,08	10,65	10,95	12,52
1100	5,39	10,64	10,74	11,09	12,77
1200	5,48	10,94	10,84	11,30	12,96
1300	5,57	11,24	10,94	11,87	13,16
1400	5,67	11,54	11,04	12,52	13,36
1500	5,77	11,84	11,14	12,76	13,56
1600	5,88	12,14	11,24	12,96	13,76

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Tabla 13. Pérdida de torque experimental rodamiento de bolas 2 hilera (4204 ATN9)

	CARGA RADIAL				
	0 N	261 N	523 N	785 N	1047 N
VELOCIDAD (rpm)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)				
200	0,10	0,17	0,27	0,47	0,52
300	0,31	0,34	0,42	0,51	0,83
400	0,34	0,48	0,52	0,76	1,09
500	0,44	0,51	0,55	0,79	1,19
600	0,46	0,55	0,58	0,83	1,26
700	0,49	0,59	0,64	0,87	1,34
800	0,54	0,64	0,67	0,83	1,38
900	0,53	0,66	0,71	0,87	1,47
1000	0,57	0,73	0,78	0,95	1,55
1100	0,63	0,79	0,86	1,07	1,58
1200	0,67	0,85	0,92	1,13	1,61
1300	0,72	0,90	0,98	1,19	1,65
1400	0,77	0,96	1,04	1,25	1,69
1500	0,82	1,02	1,09	1,31	1,75
1600	0,86	1,07	1,15	1,36	1,78

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Tabla 14. Pérdida de torque experimental rodamiento cilíndrico (NUP-204ECP)

VELOCIDAD (rpm)	CARGA RADIAL				
	0 N	261 N	523 N	785 N	1047 N
	PERDIDA DE TORQUE (N-m)				
200	NM*	0,66	1,16	1,84	2,15
300	NM*	0,69	1,17	1,77	2,25
400	NM*	0,75	1,18	1,76	2,44
500	NM*	0,77	1,20	1,76	2,52
600	NM*	0,73	1,17	1,76	2,59
700	NM*	0,72	1,19	1,79	2,61
800	NM*	0,73	1,22	1,89	2,65
900	NM*	0,87	1,24	1,94	2,64
1000	NM*	1,00	1,36	2,04	2,72
1100	NM*	1,17	1,43	2,13	2,76
1200	NM*	1,19	1,52	2,21	2,81
1300	NM*	1,22	1,63	2,35	2,84
1400	NM*	1,36	1,72	2,42	2,87
1500	NM*	1,43	1,78	2,54	2,91
1600	NM*	1,52	1,85	2,58	2,98

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

*NM= El sensor de torque no mostró valores en esta medición, se consideró que el torque no fue lo suficientemente significativo por lo que el torquímetro no logró medirlo.

Tabla 15. Pérdida de torque experimental rodamiento cónico (30204-J2/Q)

	CARGA RADIAL				
	0 N	261 N	523 N	785 N	1047 N
VELOCIDAD (rpm)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)				
200	1,05	2,13	3,49	4,58	5,26
300	1,12	2,63	3,45	4,85	5,38
400	0,88	2,55	3,44	4,93	5,68
500	1,00	2,55	3,37	4,93	5,77
600	0,98	2,55	3,36	4,78	5,68
700	1,24	3,031	3,43	4,81	5,96
800	1,26	2,88	3,62	5,46	5,99
900	1,31	2,99	3,42	5,78	6,00
1000	1,28	2,95	3,44	5,82	6,05
1100	1,34	2,99	3,62	5,91	6,27
1200	1,36	3,05	3,71	6,01	6,37
1300	1,37	3,11	3,81	6,13	6,47
1400	1,38	3,2	3,93	6,24	6,57
1500	1,39	3,32	4,01	6,36	6,67
1600	1,43	3,38	4,2	6,42	6,77

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

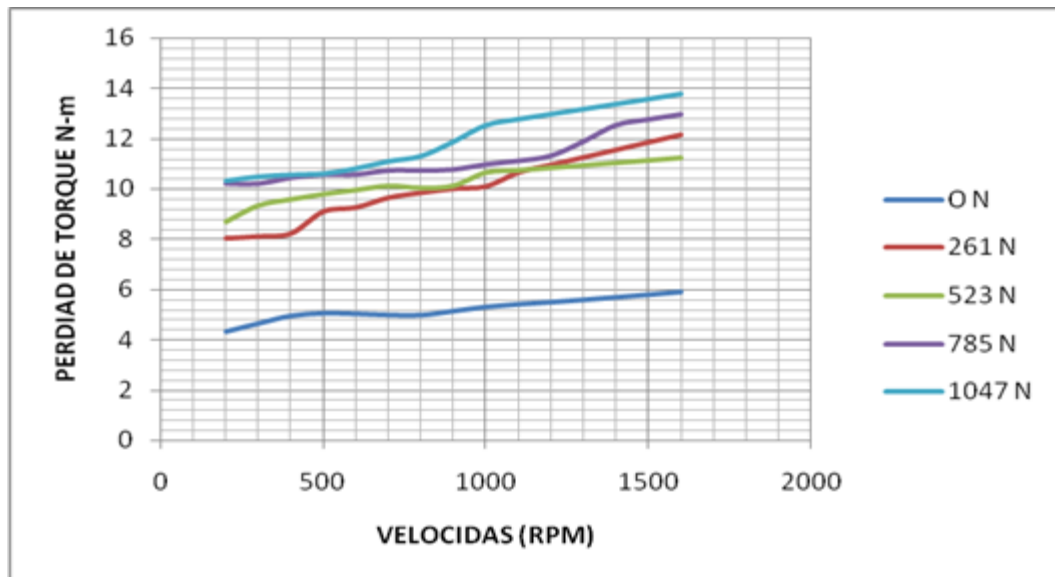
Las figuras 58, 59, 60 y 61 muestran la pérdida de torque experimental de los cuatro tipos de rodamientos analizados en este proyecto Vs velocidad angular, mostrando la tendencia lineal de la pérdida de torque según se incrementan la velocidad angular y la carga radial.

Se elaboraron estas gráficas con los valores de las tablas 12, 13, 14 y 15, para visualizar la tendencia lineal del comportamiento de los rodamientos en este tipo de análisis.

Se pudo reconocer en qué instantes es el aumento o descenso de la pérdida para cada rodamiento al igual que el que sería el rodamiento más óptimo para trabajar en algunas condiciones específicas.

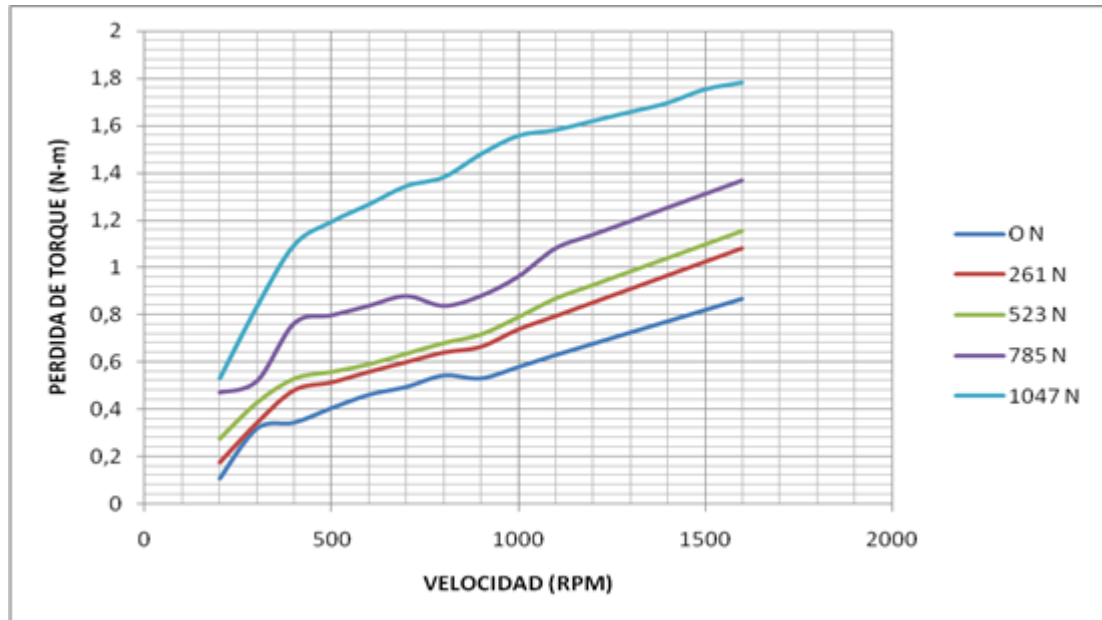
Se realizaron pruebas con velocidades entre 200 y 1000 rpm, como se observó que tenía una tendencia lineal se extrapolaron los datos obtenidos hasta 1600 ya que el motor alcanza una velocidad máxima de 1660 rpm y según los parámetros iniciales del diseño la fuerza radial máxima que el eje puede soportar es de 1000 N para un factor de seguridad (η) de 2, entonces se controló la presión del sistema oleohidráulico de 0psi (0 N apróx) hasta 400psi (1047,66 N apróx).

Figura 58. Pérdida de torque vs Velocidad - rodamiento de bolas de 1 hilera



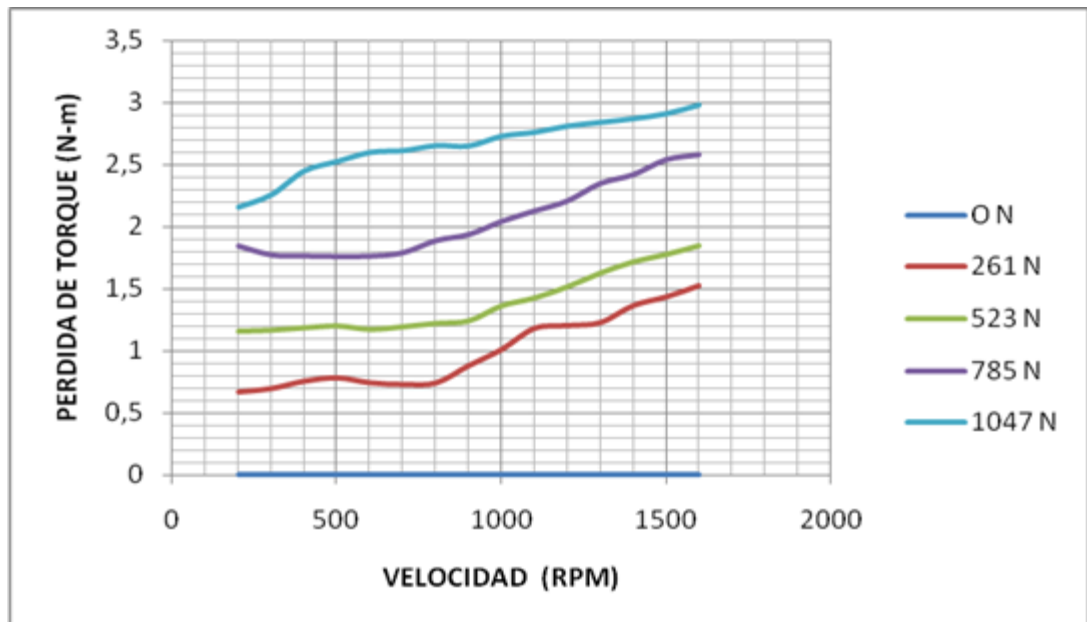
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo

Figura 59. Pérdida de torque vs Velocidad- rodamiento de bolas de 2 hileras



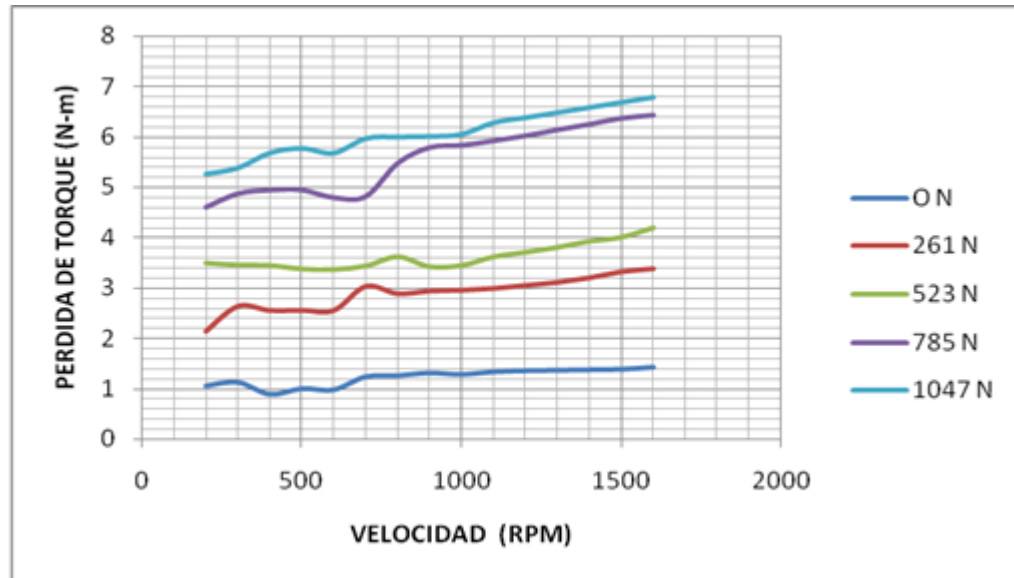
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 60. Pérdida de torque vs Velocidad - rodamiento cilíndrico



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 61 . Pérdida de torque vs Velocidad -- rodamiento cónico



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

7.1 NUMERO DE MEDICIONES Y MARGEN DE ERROR

Se utilizó la ecuación 9 para el cálculo del margen de error de los valores medidos sobre la pérdida de torque [10].

$$e = \frac{z \cdot \sigma}{\sqrt{n}} \quad (\text{Ecuación 9})$$

e = *margen de error en las mediciones*

$z = 1,96$ Para una confiabilidad del 95% [10].

σ = *Desviación estandar* (Ver ecuación 10).

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (T - \bar{T})^2}{n}} \quad (\text{Ecuación 10})$$

T = valor de pérdida de torque en N – m

$\bar{T}$ = valor promedio de la pérdida de torque en N – m

n = numero de mediciones

El número de mediciones es la cantidad de veces que hay que repetir una toma de datos para mantener el margen de error apreciado por el usuario [10].

Inicialmente se realizaron 3 pruebas (ver tabla 12), para encontrar los valores de pérdida de torque para el cálculo de la desviación estándar.

Las condiciones analizadas fueron a la carga radial de 523 Newton a la velocidad de 200 rpm, pero se da la información necesaria para que el lector realice este cálculo estadístico para las velocidades desde 0 a 1000 rpm y con las cargas radiales de 0, 261, 523, 785 y 1047 N, si así lo requiere.

Tabla 16. Datos obtenidos

	CARGA RADIAL		523 N-m	
	VELOCIDAD		200 rpm	
VELOCIDAD (rpm)	PÉRDIDA DE TORQUE N-m			PROMEDIO
	PRUEBA 1	PRUEBA 2	PRUEBA 3	N-m
Rodamiento de bola de 1 hilera	8,67	9,23	8,76	8,89
Rodamiento de bola de 2 hileras	0,27	0,53	0,24	0,34
Rodamiento cilíndrico	1,16	1,15	1,20	1,17
Rodamiento cónico	3,49	3,21	3,36	3,35

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

- **Para rodamiento de bola de 1 hilera:**

$e =$ Se estimó de 0,3 N – m

Utilizando la ecuación 10, para condición de 200 rpm y 523 N.

$$\sigma = \sqrt{\frac{(8,67 - 8,89)^2}{3} + \frac{(9,23 - 8,89)^2}{3} + \frac{(8,76 - 8,89)^2}{3}}$$

$$\sigma = 0,24 \text{ N – m}$$

Utilizando la ecuación 9 se tiene que:

$$n = \left(\frac{z * \sigma}{e} \right)^2 = \left(\frac{1,96 * 0,24 \text{ N – m}}{0,3 \text{ N – m}} \right)^2$$

$$n = 2,45$$

Se encuentra que el número de pruebas para mantener un margen de error 0,3 N-m, es de 2.45, como inicialmente se realizaron 3 pruebas se concluye que ya se cuenta con el número necesario de pruebas.

Con la ecuación 9 se recalcula el margen de error con 3 pruebas:

$$e = \frac{1,96 * 0,24 \text{ N – m}}{\sqrt{3}}$$

$$e = 0,27 \text{ N – m}$$

La pérdida de torque del rodamiento rígido de bola de 1 hilera a 200 rpm y a carga radial de 523 N-m es de $\Delta T = 8,89 \pm 0,27 \text{ N-m}$. (Ver tabla 17)**

- **Para rodamiento de bola de 2 hileras:**

$e =$ Se estimó de 0,2 N – m

Utilizando la ecuación 10, para condición de 200 rpm y 523 N.

$$\sigma = \sqrt{\frac{(0,27 - 0,34)^2}{3} + \frac{(0,53 - 0,34)^2}{3} + \frac{(0,24 - 0,34)^2}{3}}$$

$$\sigma = 0,13 \text{ N – m}$$

Utilizando la ecuación 9 se tiene que:

$$n = \left(\frac{z * \sigma}{e} \right)^2 = \left(\frac{1,96 * 0,13 \text{ N} - m}{0,2 \text{ N} - m} \right)^2$$

$$n = 1,62$$

Se encuentra que el número de pruebas para mantener un margen de error 0,2 N-m, es de 1.62, como inicialmente se realizaron 3 pruebas se concluye que ya se cuenta con el número necesario de pruebas.

Con la ecuación 9 se recalcula el margen de error con 3 pruebas:

$$e = \frac{1,96 * 0,13 \text{ N} - m}{\sqrt{3}}$$

$$e = 0,14 \text{ N} - m$$

La pérdida de torque del rodamiento rígido de bola de 2 hileras a 200 rpm y a carga radial de 523 N-m es de $\Delta T = 0,34 \pm 0,14 \text{ N-m}$. (Ver tabla 17)**

- **Para rodamiento cilíndrico:**

$$e = \text{Se estimó de } 0,04 \text{ N} - m$$

Utilizando la ecuación 10, para condición de 200 rpm y 523 N.

$$\sigma = \sqrt{\frac{(1,16 - 1,17)^2}{3} + \frac{(1,15 - 1,17)^2}{3} + \frac{(1,20 - 1,17)^2}{3}}$$

$$\sigma = 0,021 \text{ N} - m$$

Utilizando la ecuación 9 se tiene que:

$$n = \left(\frac{z * \sigma}{e} \right)^2 = \left(\frac{1,96 * 0,021 \text{ N} - m}{0,04 \text{ N} - m} \right)^2$$

$$n = 1,06$$

Se encuentra que el número de pruebas para mantener un margen de error 0,04 N-m, es de 1.06, como inicialmente se realizaron 3 pruebas se concluye que ya se cuenta con el número necesario de pruebas.

Con la ecuación 9 se recalcula el margen de error con 3 pruebas:

$$e = \frac{1,96 * 0,021 \text{ N} - m}{\sqrt{3}}$$

$$e = 0,023 \text{ N} - m$$

La pérdida de torque del rodamiento cilíndrico a 200 rpm y a carga radial de 523 N-m es de $\Delta T = 1,17 \pm 0,023 \text{ N-m}$. (Ver tabla 17)**

- **Para rodamiento cónico:**

e = Se estimó de 0,2 N - m

Utilizando la ecuación 10, para condición de 200 rpm y 523 N.

$$\sigma = \sqrt{\frac{(3,49 - 3,35)^2}{3} + \frac{(3,21 - 3,35)^2}{3} + \frac{(3,36 - 3,35)^2}{3}}$$

$$\sigma = 0,11 \text{ N} - m$$

Utilizando la ecuación 9 se tiene que:

$$n = \left(\frac{z * \sigma}{e} \right)^2 = \left(\frac{1,96 * 0,11 \text{ N} - m}{0,2 \text{ N} - m} \right)^2$$

$$n = 1,16$$

Se encuentra que el número de pruebas para mantener un margen de error 0,2 N-m, es de 1.16, como inicialmente se realizaron 3 pruebas se concluye que ya se cuenta con el número necesario de pruebas.

Con la ecuación 9 se recalcula el margen de error con 3 pruebas:

$$e = \frac{1,96 * 0,11 \text{ N} - m}{\sqrt{3}}$$

$$e = 0,12 \text{ N} - m$$

La pérdida de torque del rodamiento cónico a 200 rpm y a carga radial de 523 N-m es de $\Delta T = 3,35 \pm 0,12$ N-m. (Ver tabla 17)**

Tabla 17. Datos obtenidos con margen de error

	CARGA RADIAL		523 N-m		
	VELOCIDAD		200 rpm		
VELOCIDAD (rpm)	PÉRDIDA DE		TORQUE N-m	PROMEDIO	MARGEN DE ERROR
	PRUEBA 1	PRUEBA 2	PRUEBA 3	N-m	(e= N-m)
Rodamiento de bola de 1 hilera	8,67	9,23	8,76	8,89	±027
Rodamiento de bola de 2 hileras	0,27	0,53	0,24	0,34	±0,14
Rodamiento cilíndrico	1,16	1,15	1,2	1,17	±0,023
Rodamiento cónico	3,49	3,21	3,36	3,35	±0,12

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

** Estos valores cumplen para los datos medidos experimentalmente en el banco por los realizadores del proyecto, teniendo en cuenta que el manómetro del sistema oleohidráulico tiene una escala de medición que no permite ser precisos en la toma de la presión ejercida en el pistón sobre el eje principal el dato fue tomado apreciando el valor indicado por la aguja, lo que induce un error humano en la medición de la presión y por ende en el cálculo de la fuerza radial. Los valores mostrados en los voltímetros oscilaban muy rápido así que se tomó un promedio a "ojo humano" de los valores para la conversión a pérdida torque, lo que genera un nuevo error humano de medición.

Estas consideraciones muestran que no se puede garantizar que en futuras mediciones se logre llegar a valores exactos a los entregados por los gestores de esta investigación.

8. EFICIENCIA MECANICA

La eficiencia mecánica está dada por la relación de la potencia medida a su paso por los rodamientos y la potencia entregada por el motor como lo indica la ecuación 11.

$$\eta_m = \frac{\text{Potencia final}}{\text{Potencia motor}} \quad (\text{Ecuación 11})$$

$$\eta_m = \text{Eficiencia mecánica}$$

$$\text{Potencia final} = (\text{Torque motor} - \text{Pérdida de torque}) * \omega * \frac{2\pi}{60}$$

$$\text{Potencia motor} = 745,7 \text{ watios a } 1660 \text{ rpm}$$

$$\omega = \text{velocidad de operacion del motor dada en rpm.}$$

$$T_{\text{motor}} = 4.45 \text{ N} - m$$

La pérdida de torque es la mostrada en las tablas experimentales para los cuatro rodamientos en cada carga radial y en cada velocidad de giro del eje (ver tablas 12, 13, 14 y 15).

8.1 VALORES DE EFICIENCIA MECANICA A CARGA RADIAL DE 523 NEWTON

Se decidió calcular la eficiencia mecánica de los cuatro pares de rodamientos utilizando los valores medidos de pérdida de torque a la carga radial de 523 Newton pues es esta la carga de operación promedio de las utilizadas en este proyecto. Se tomaron solo los valores de esta carga para realizar el análisis del rendimiento de los rodamientos pero se entregan los datos necesarios para que el lector pueda llegar al cálculo de la eficiencia mecánica a cualquiera de las cargas 0, 261, 523, 785 y 1047 Newton.

Para este caso se realiza el cálculo de la eficiencia mecánica a 200 rpm.

8.1.1 Eficiencia mecánica rodamiento rígido de bola de 1 hilera a carga radial de 523 Newton y a velocidad de 200 rpm.

$$\text{pérdida de torque} = \Delta T = 8.89 \pm 0,3 \text{ N} - \text{m}.$$

$$\omega = 200 \text{ rpm}$$

$$\text{Potencia motor a 200 rpm} = 89.84 \text{ Watios}$$

$$T_{\text{motor}} = 4.45 \text{ N} - \text{m}$$

$$\text{Potencia final} = ((4.45 \text{ N} - \text{m}) - (8.89 \text{ N} - \text{m})) * 200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{\text{rev}} * \frac{\text{min}}{60 \text{ seg}} = -92.99 \text{ Watios}$$

$$\eta_m = \frac{-92.99 \text{ W}}{89.84 \text{ W}} = -1.03$$

8.1.2 Eficiencia mecánica rodamiento rígido de bola de 2 hileras a carga radial de 523 Newton y a velocidad de 200 rpm.

$$\text{pérdida de torque} = \Delta T = 0.34 \pm 0,2 \text{ N} - \text{m}.$$

$$\omega = 200 \text{ rpm}$$

$$\text{Potencia motor a 200 rpm} = 89.84 \text{ Watios}$$

$$T_{\text{motor}} = 4.45 \text{ N} - \text{m}$$

$$\text{Potencia final} = ((4.45 \text{ N} - \text{m}) - (0.34 \text{ N} - \text{m})) * 200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{\text{rev}} * \frac{\text{min}}{60 \text{ seg}} = 86.07 \text{ Watios}$$

$$\eta_m = \frac{86.07 \text{ W}}{89.84 \text{ W}} = 0,95$$

8.1.3 Eficiencia mecánica rodamiento cilíndrico a carga radial de 523 Newton y a velocidad de 200 rpm.

$$\text{pérdida de torque} = \Delta T = 1,17 \pm 0,04 \text{ N} - \text{m}.$$

$$\omega = 200 \text{ rpm}$$

$$\text{Potencia motor a } 200 \text{ rpm} = 89.84 \text{ Watios}$$

$$T_{\text{motor}} = 4.45 \text{ N} - \text{m}$$

$$\text{Potencia final} = ((4.45 \text{ N} - \text{m}) - (1.17 \text{ N} - \text{m})) * 200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{\text{rev}} * \frac{\text{min}}{60 \text{ seg}} = 68.69 \text{ Watios}$$

$$\eta_m = \frac{68.69 \text{ W}}{89.84 \text{ W}} = 0,76$$

8.1.4 Eficiencia mecánica rodamiento cónico a carga radial de 523 Newton y a velocidad de 200 rpm.

$$\text{pérdida de torque} = \Delta T = 3.35 \pm 0,2 \text{ N} - \text{m}.$$

$$\omega = 200 \text{ rpm}$$

$$\text{Potencia motor a } 200 \text{ rpm} = 89.84 \text{ Watios}$$

$$T_{\text{motor}} = 4.45 \text{ N} - \text{m}$$

$$\text{Potencia final} = ((4.45 \text{ N} - \text{m}) - (3.35 \text{ N} - \text{m})) * 200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi}{\text{rev}} * \frac{\text{min}}{60 \text{ seg}} = 23.03 \text{ Watios}$$

$$\eta_m = \frac{23.03 \text{ W}}{89.84 \text{ W}} = 0,26$$

8.2 INTERPRETACION DE RESULTADOS

Al operar cuatro tipos diferentes de rodamientos bajo las mismas condiciones de carga y procediendo con el mismo esquema de medición, se logró reconocer que el rodamiento de menor pérdida de torque fue el de bolas de doble hilera siendo de $\Delta T = 0,34 \pm 0,2 \text{ N-m}$. Utilizando los valores de pérdida de torque en 200 rpm y a carga radial de 523N, mientras que el de bola de una hilera fue el que mostró la mayor respuesta a la pérdida de torque cuyo valor fue $\Delta T = 8,89 \pm 0,3 \text{ N-m}$.

Tanto en las gráficas teóricas como las experimentales el rodamiento de bola de una hilera mostró la menor eficiencia siendo esta de – 103 % en la condiciones de 200 rpm y a la carga radial de 523 N, el valor negativo se debe al error humano en la toma de datos y al elevado rango de medición de los torquímetros. Este rodamiento indujo la mayor pérdida de torque, teniendo en cuenta que los rodamientos de bola son utilizados generalmente en aplicaciones donde la carga radial es moderada y la axial es pequeña (ver capítulo 2.2 del marco teórico), y que el sistema oleohidráulico del banco aplica carga puramente radial, el rodamiento de bola de hilera simple trabajó en las condiciones de criticidad para las que fue diseñado por lo que es evidente que debía ser el más afectado de todos.

Por su parte el rodamiento de bola de doble hilera es más eficiente en las dos gráficas y logra un rendimiento 95% a 200 rpm y a 523 N, como esta clase de rodamientos tienen dos canastillas o canales que los hacen más resistentes a los dos tipos de carga aumentan su soporte a fuerza radial (ver capítulo 2.2 del marco teórico) por lo que es notable que trabajaron en condiciones por debajo de su rango respondiendo mejor al análisis realizado.

Los rodamientos cilíndricos presentaron una baja pérdida de torque y al calcular su eficiencia mecánica a 200 rpm y a 523 N de carga radial logra un desempeño del 76%, es decir que la potencia entregada por el motor se vio menos afectada en su paso por el eje, este tipo de elementos rodantes están diseñados para soportar elevadas cargas radiales y para grandes velocidades de operación (ver capítulo 2.2 del marco teórico) , pero como eran de canal simple el de doble hilera de bolas logró trabajar mejor.

Finalmente el rodamiento cónico mostró una pérdida máxima de 6 N-m a 1000 rpm y 1000 N y una eficiencia del 26% a 200 rpm y a 523 N , comparada con el mismo punto de operación de los demás rodamientos, este tipo de elemento rodante está diseñado para soportar cargas radiales y axiales simultaneas (ver capítulo 2.2 del marco teórico) , aunque manejan eficientemente aplicaciones donde solo este presente una sola fuerza su mejor rendimiento es cuando están presentes las dos, como el banco

no indujo carga axial este rodamiento trabajo en condiciones distintas a su diseño lo que pudo ocasionar que limitara más el paso del torque a través del eje.

Al operar los cuatro pares de rodamientos bajo la misma condición de operación, velocidad de giro del eje 200 rpm y carga radial de 523 N, se determinó el rodamiento de mejor desempeño, dando como resultado que el rodamiento de bola de doble hilera logró una eficiencia mecánica de 95%, siendo este el más alto de todos.

El rodamiento de bola de hilera simple muestra una eficiencia negativa del 103%, lo que indica que los valores experimentados para este rodamiento no fueron bien representados por la caja de adquisición de datos de los sensores de torque. Sin embargo se puede asumir que este rodamiento es el de peor desempeño pues teóricamente trabajó en condiciones para las que no está diseñado (ver cap. 2).

Los rodamientos cónicos y cilíndricos presentaron eficiencias del 26% y 76%, lo que muestra que el rodamiento de elemento rodante con geometría cilíndrica es de mejor desempeño para soportar cargas puramente radiales que el de elementos cónicos pues este, está diseñado para trabajar en condiciones donde las cargas tanto radiales como axiales actúan en forma simultánea.

9. COMPARACIÓN DE LOS DATOS TEÓRICOS Y EXPERIMENTALES A LA CARGA RADIAL DE 500 NEWTON.

Se debe tener en cuenta que los datos teóricos de pérdida de torque debida al uso de rodamientos solo tienen presente la pérdida por acción de un rodamiento, mientras que los datos experimentales entregan los valores de pérdida de torque una vez ha sido afectada por los dos rodamientos y además por los cuatro acoples, los ejes auxiliares y por las chumaceras que permiten la colocación del freno mecánico. Esto indica que el valor experimental no solo es afectado por el elevado rango de medición de los torquímetros, sino también por todos los elementos de máquina necesarios para el montaje y construcción del banco.

Para corroborar los datos experimentales obtenidos en el banco se compararon los valores de pérdida de torque a 500 Newton obtenidos de la calculadora virtual de SKF para rodamientos. Se tomó la carga de 500 N ya que es la carga promedio de las tres fuerzas analizadas.

La tabla 18 muestra pérdida experimental de torque de los cuatro tipos de rodamientos a 523 Newton con el margen de error calculado para cada rodamiento a 200 rpm y a 523 N, se estimó el mismo valor pero se dan todos los datos necesarios para calcularlo a cualquier velocidad si así se requiere, los valores de pérdida teóricos se muestran en la tabla 19.

La Linealización de estos valores se presenta en las gráficas 62 y 63, es importante notar que los datos teóricos deben ser multiplicados por un factor corrección de 2 debido a que esos datos corresponden a los obtenidos en un solo rodamiento, mientras que los datos del banco se realizaron para los dos rodamientos operando al mismo tiempo.

Las gráficas tienen las mismas tendencias y el orden de desempeño de los cuatro rodamientos según la velocidad y la carga radial es el mismo, sin embargo los rangos de pérdida y los valores son diferentes en cada una.

Las diferencias entre los dos resultados se deben a desalineamiento en el eje causado por la velocidad del motor, el rango de medición de los torquímetros utilizados es 207 y 400 N-m, pero los torques medidos en el banco son en un punto máximo de 15 N-m, lo que generó errores por la diferencia en los rangos de medición, el torque de frenado no logró ser totalmente estable sino que se mantuvo oscilando en rangos del 5 y 6% de diferencia sobre el valor promediado de 1.35 N-m.

Tabla 18. Pérdida de torque experimental a 523 N

	CARGA RADIAL A 523 Newton			
	BOLAS 1 HILERA	BOLAS 2 HILERAS	CILINDRICO	CONICO
velocidad (rpm)	pérdida	de	torque	(N-m)
200	8,6702	0,2734	1,1617	3,49672
300	9,3256	0,42736	1,17103	3,45826
400	9,5726	0,5289	1,18945	3,44732
500	9,7824	0,5576	1,20401	3,37792
600	9,948	0,58988	1,17752	3,36676
700	10,1136	0,635	1,19822	3,43678
800	10,0336	0,6797	1,22499	3,62134
900	10,1192	0,7164	1,24541	3,42318
1000	10,6532	0,7898	1,36702	3,44852
1100	10,745	0,869149	1,43	3,62
1200	10,845	0,9264565	1,52	3,71
1300	10,945	0,9837631	1,63	3,81
1400	11,045	1,0410697	1,72	3,93
1500	11,145	1,0983763	1,78	4,01
1600	11,245	1,1556829	1,85	4,2
MARGEN DE ERROR €	±0,3 N-m	±0,2 N-m	±0,04 N-m	±0,2 N-m

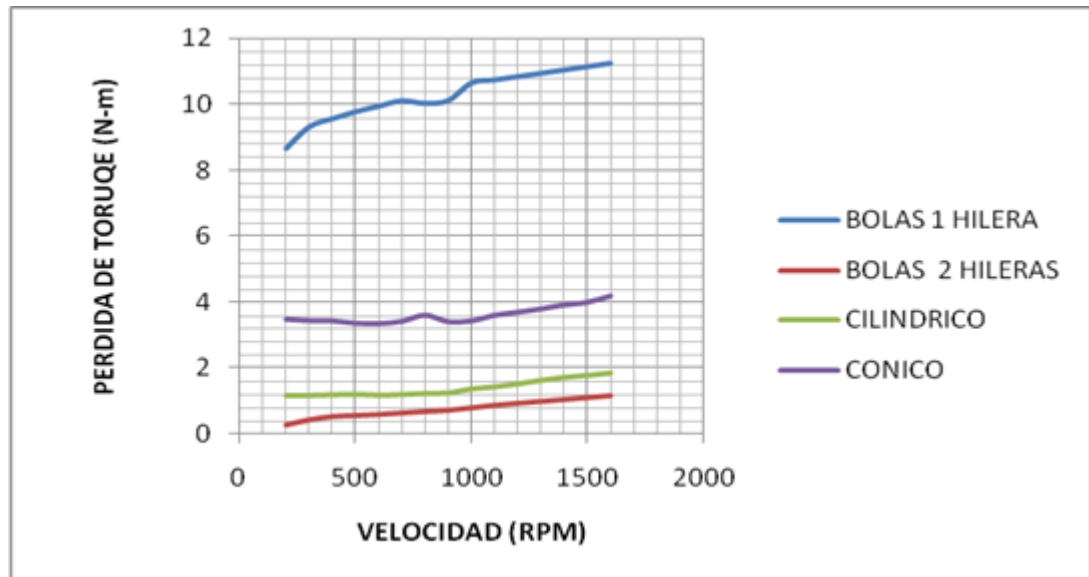
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Tabla 19. Pérdida teórica de torque a 500 N

	CARGA RADIAL		500 Newton	
	BOLAS 1 HILERA	BOLAS 2 HILERAS	CILINDRICO	CONICO
velocidad (rpm)	pérdida	de	torque	(N-m)
200	0,0575	0,00882	0,0135	0,0284
400	0,0574	0,00892	0,0144	0,0283
600	0,0574	0,00897	0,0147	0,0283
800	0,0574	0,00901	0,0149	0,0282
1000	0,0574	0,00904	0,015	0,0282
1200	0,0574	0,00916	0,0156	0,0281
1400	0,0574	0,00928	0,0161	0,0281
1600	0,0574	0,00939	0,0165	0,0281

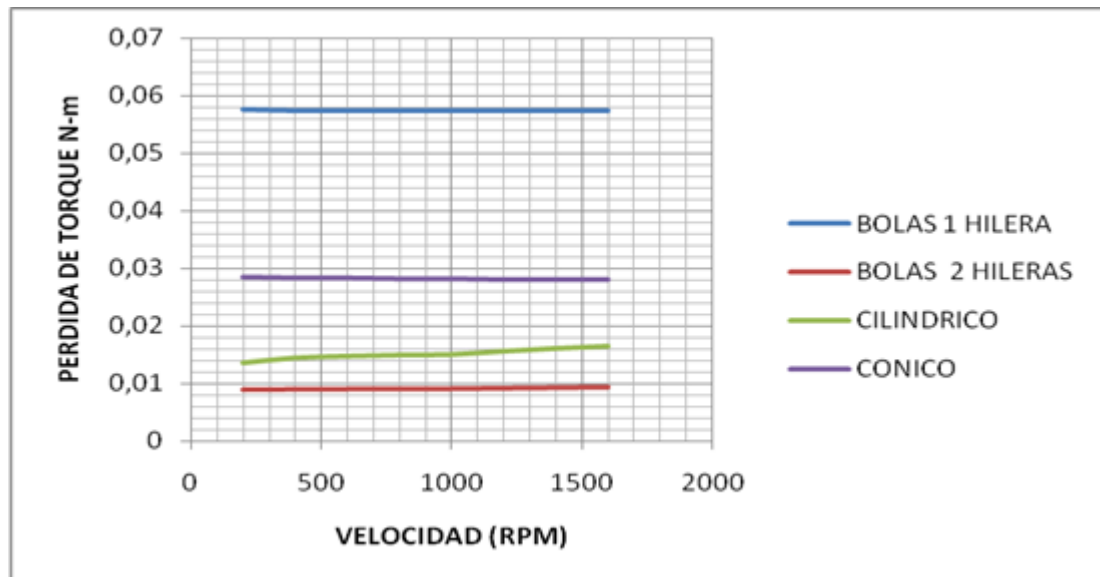
Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 62. Pérdida experimental de torque vs Velocidad a 523 N



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Figura 63. Pérdida teórica de torque vs Velocidad a 500 N



Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

La interpretación de estos resultados lleva a concluir que el rodamiento más apropiado a utilizar una carga de 500 Newton y a una velocidad máxima de 1600 rpm es el de bola doble hilera pues es el que menos afecta la potencia entregada por el motor en su paso por el eje del banco.

Esto es gracias a su sistema de doble canal que aumenta el área de contacto de los elementos rodantes mejorando así la carga máxima que puede soportar.

10. PÉRDIDA DE POTENCIA SEGÚN POTENCIA DEL MOTOR

Finalmente se entrega como resultado las gráficas de pérdida de potencia debida a rodamientos según la potencia del motor.

Para poder modificar la potencia entregada por el motor se estableció que el torque de frenado estuviera constante mientras se variaba la velocidad angular, se hicieron las pruebas sin aplicar carga radial pues solo se quería apreciar la disminución de potencia al pasar simplemente por los rodamientos.

Estas pruebas fueron hechas para los cuatro tipos de rodamientos (ver tablas 20, 21, 22 y 23).

Tabla 20. Rodamiento de bola de 1 hilera

VELOCIDAD (rpm)	TORQUE DE FRENADO (N-m)	POTENCIA (W)	TORQUE DE ENTRADA (N-m)	TORQUE DE SALIDA (N-m)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)	PERDIDA DE POTENCIA (W)
200	1,3524	28,31	6,71	2,38	4,32	90,61
300	1,3524	42,47	7,06	2,42	4,64	145,91
400	1,3524	56,63	7,41	2,47	4,94	207,03
500	1,3524	70,79	7,59	2,54	5,04	264,19
600	1,3524	84,95	7,73	2,70	5,02	315,67
700	1,3524	99,16	7,80	2,82	4,97	364,85
800	1,3524	113,24	7,84	2,87	4,97	416,36
900	1,3524	127,52	8,09	2,96	5,13	483,59
1000	1,3524	141,59	8,40	3,11	5,29	554,13

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Tabla 21. Rodamiento de bola de 2 hileras

VELOCIDAD (rpm)	TORQUE DE FRENADO (N-m)	POTENCIA (W)	TORQUE DE ENTRADA (N-m)	TORQUE DE SALIDA (N-m)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)	PERDIDA DE POTENCIA (W)
200	1,3524	28,36	1,04	0,936	0,105	2,28
300	1,3524	42,84	1,34	1,024	0,31	10,31
400	1,3524	56,12	1,37	1,032	0,34	14,38
500	1,3524	70,74	1,47	1,068	0,40	21,49
600	1,3524	84,968	1,51	1,052	0,46	29,58
700	1,3524	99,11	1,56	1,068	0,49	36,55
800	1,3524	113,24	1,61	1,068	0,54	45,72
900	1,3524	127,42	1,82	1,292	0,53	50,28
1000	1,3524	141,58	2,06	1,488	0,57	60,32

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Tabla 22. Rodamiento cilíndrico

VELOCIDAD (rpm)	TORQUE DE FRENADO (N-m)	POTENCIA (W)	TORQUE DE ENTRADA (N-m)	TORQUE DE SALIDA (N-m)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)	PERDIDA DE POTENCIA (W)
200	1,3524	28,56	1,68	1,876	0***	0***
300	1,3524	42,84	1,84	1,936	0***	0***
400	1,3524	56,12	1,88	2,028	0***	0***
500	1,3524	70,14	1,88	2,038	0***	0***
600	1,3524	84,68	1,83	2,054	0***	0***
700	1,3524	99,96	1,86	2,022	0***	0***
800	1,3524	113,24	1,83	1,984	0***	0***
900	1,3524	127,42	1,92	2,06	0***	0***
1000	1,3524	141,58	1,89	2,002	0***	0***

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

Tabla 23. Rodamiento cónico

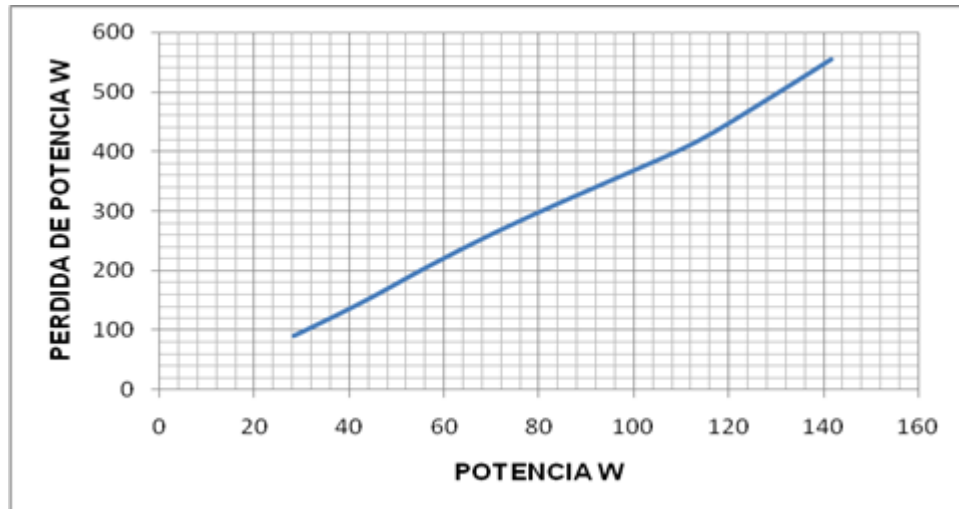
VELOCIDAD (rpm)	TORQUE DE FRENADO (N-m)	POTENCIA (W)	TORQUE DE ENTRADA (N-m)	TORQUE DE SALIDA (N-m)	PERDIDA DE TORQUE (N-m)	PERDIDA DE POTENCIA (W)
200	1,3524	28,26	3,06	2,004	1,05	22,16
300	1,3524	42,44	3,10	1,972	1,12	35,64
400	1,3524	56,62	2,84	1,952	0,88	37,28
500	1,3524	70,79	2,92	1,92	1,00	52,46
600	1,3524	84,95	3,06	2,088	0,98	61,66
700	1,3524	99,16	3,28	2,04	1,24	90,98
800	1,3524	113,27	3,54	2,288	1,26	105,62
900	1,3524	127,43	3,43	2,12	1,31	123,98
1000	1,3524	141,58	3,31	2,028	1,28	134,76

Elaborada por Willian Fernando Moreno y Jonathan Ernesto Gallo.

*** La tabla 21 muestra una pérdida de potencia de 0 W, teniendo en cuenta que para la medición de la pérdida de torque a la carga de 0 N, los sensores de torque no lograron detectar el torque transmitido, los valores fueron despreciados para el análisis de resultados y para la comparación con los datos teóricos, por tal motivo tampoco se consideraron como los valores del rodamiento más eficiente sino que se omitió esta toma de datos.

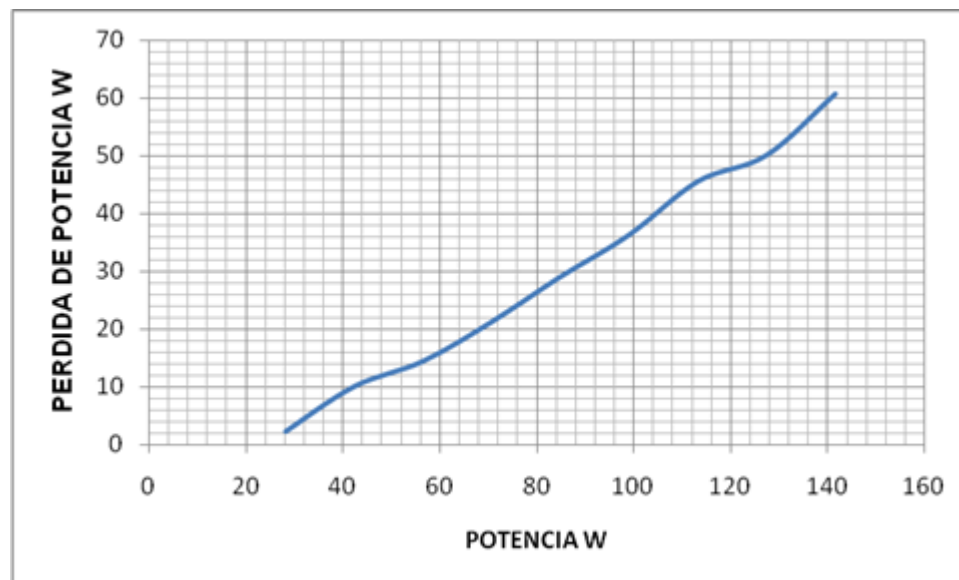
Las figuras 64, 65, 66 y 67 muestran la pérdida de potencia experimental según el tipo de rodamiento Vs la potencia transmitida por el eje.

Figura 64. Pérdida de potencia Vs la potencia transmitida por el eje en rodamientos de bolas 1 hilera



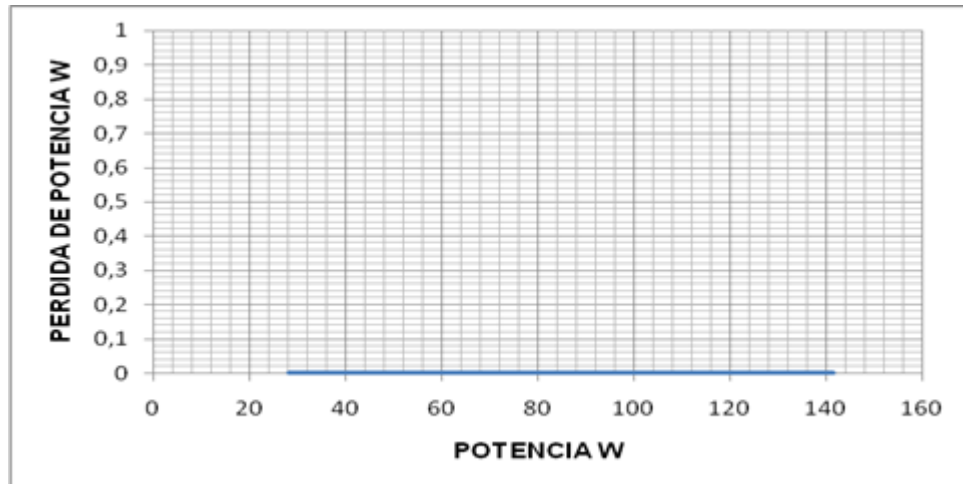
Elaborada por Jonathan Ernesto Gallo y Willian Fernando Moreno.

Figura 65. Pérdida de potencia Vs la potencia transmitida por el eje en rodamientos de bolas 2 hileras



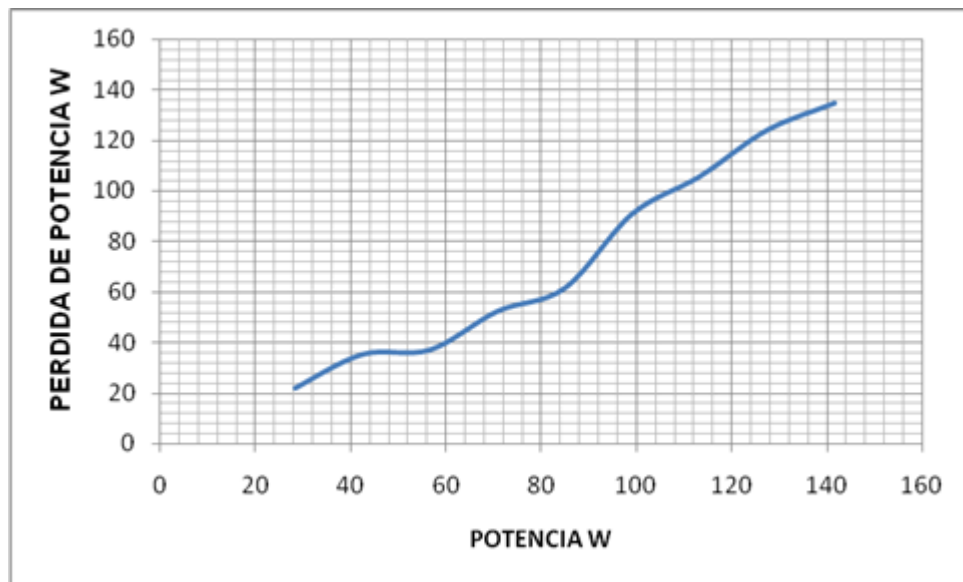
Elaborada por Jonathan Ernesto Gallo y Willian Fernando Moreno.

Figura 66. Pérdida de potencia Vs la potencia transmitida por el eje en rodamientos cilíndricos



Elaborada por Jonathan Ernesto Gallo y Willian Fernando Moreno.

Figura 67. Pérdida de potencia Vs la potencia transmitida por el eje en rodamientos cónicos



Elaborada por Jonathan Ernesto Gallo y Willian Fernando Moreno.

CONCLUSIONES

Inicialmente se pensó en obtener las gráficas de pérdida de potencia debida al uso de rodamientos, pero para una mejor interpretación de los resultados experimentales se decidió entregar las gráficas de pérdida de torque, ya que los valores teóricos se muestran con este parámetro. Sin embargo se muestra el procedimiento para llegar al cálculo de la pérdida de potencia y a dichas gráficas (ver ecuación 8, pág. 82).

Se diseñó, construyó y probó un banco, que permitió medir la pérdida de torque en rodamientos para el cálculo de la pérdida de potencia, se decidió incluir cuatro tipos diferentes, un par de bolas de 1 hilera, uno de bolas de 2 hileras, uno cilíndricos y un par de cónicos (ver capítulo 5, anexos A y B).

Se realizaron las gráficas teóricas y experimentales de pérdida de torque Vs velocidad de operación del motor variando la velocidad del motor y la magnitud de la carga radial aplicada, para lo cual se incluyeron los datos obtenidos en el banco, las gráficas mostraron que sin importar el tipo de elemento rodante que contenga el rodamiento la pérdida de torque es directamente proporcional a la velocidad de giro del eje y a la magnitud de la carga radial aplicada (ver figuras 58, 59, 60 y 61).

Se realizaron las gráficas experimentales de pérdida de potencia debida a rodamientos Vs la potencia aportada por el motor. Los datos fueron notoriamente afectados por el inapropiado rango de medición de los torquímetros y por la inestabilidad en el dominio del torque del freno, sin embargo la prueba permitió corroborar que sí existe una pérdida de potencia debida al uso de rodamiento y que no se debe considerar que la utilización de estos elementos de máquinas sea totalmente eficiente (ver figuras 64, 65, 66 y 67).

Se comprobó que los rodamientos de bola de doble hilera y los de rodillos cilíndricos son los más apropiados para resistir fuerzas donde la carga es mayoritariamente radial (ver cap. 2.2), se realizaron los cálculos de su eficiencia mecánica en la condición de operación de velocidad de giro del eje 200 rpm y la carga radial controlada en el sistema oleohidráulico de 523 N, mostrando que el rodamiento con

mejor desempeño fue el de bola de doble hilera, con una eficiencia mecánica del 95%, seguido del cilíndrico con un 76% (ver cap.8 pág. 101).

Las gráficas experimentales muestran que los rodamientos de bola soportan medianas cargas radiales como se presentó en la teoría (ver cap. 2), pero inducen una considerable pérdida de potencia, mientras que los rodamientos de rodillos cónicos no afectan notoriamente el paso de la potencia por el eje, su desempeño puede ser optimizado cuando operan resistiendo cargas radiales y axiales simultáneamente (ver figuras 64, 65, 66 y 67).

Se realizó el análisis estático estructural con el software de ingeniería asistida por computador ANSYS Workbench V12, para el eje principal del banco mostrando que puede soportar las cargas críticas de operación con un factor de seguridad mínimo de 2.2 (ver cap. 4 pág. 48)

Se diseñó y probó un sistema de acople para la conexión de los sensores de torque a los ejes del banco, utilizando el software Workbench V12, cuyo análisis de pasos de apriete para los tornillos mostró que las bridas tendrán un factor de seguridad de 2.28 y los pernos de 6.73 siempre y cuando se garantice un apriete de $1e-6$ metros (ver cap. 4.4 pág. 66).

Se elaboraron los planos detallados del banco con base en los parámetros de diseño, los cálculos teóricos de cargas y esfuerzos y las simulaciones modeladas para el eje central y el sistema de acoplado (ver anexos A).

Se implementó un sistema oleohidráulico de control de presión utilizando como actuador un cilindro doble efecto que permitió variar las cargas radiales aplicadas al eje soportado por cada par de rodamientos analizados (ver cap. 5 y anexos B).

Se entregó a la facultad de ingeniería mecánica de la universidad pontificia bolivariana seccional Bucaramanga, un banco de pruebas capaz de medir la eficiencia mecánica debida al uso de rodamientos para uso en las asignaturas de diseño de máquinas, resistencia de materiales y análisis de mecanismos (ver cap. 8 y anexos A y B).

RECOMENDACIONES

Se debe tener en cuenta que los datos teóricos de pérdida de torque debida al uso de rodamientos solo tienen presente la pérdida por acción de un rodamiento, mientras que los datos experimentales entregan los valores de pérdida de torque una vez ha sido afectada por los dos rodamientos y además por los cuatro acoples, los ejes auxiliares y por las chumaceras que permiten la colocación el freno mecánico. Esto indica que el valor experimental no solo es afectado por el elevado rango de medición de los torquímetros, sino también por todos los elementos de máquina necesarios para el montaje y construcción del banco.

Revisar que los cuatro acoples se encuentren completos y debidamente conectados a los torquímetros para evitar el desalineamiento de los ejes a los sensores de torque.

No encender el banco sin antes haber revisado las conexiones del variador de velocidad tanto al motor como la fuente.

Cerciórese que los sensores de torque se encuentran conectados a la caja de adquisición de datos y que ésta tenga conexión a una fuente de 110 voltios.

Identifique el sistema oleohidráulico, revise que las mangueras tanto de entrada como de salida del aceite estén conectadas al cilindro y que este a su vez cuente son el pisto plenamente asegurado al anillo que contiene un rodamiento auxiliar para aplicar la carga radial al eje central.

Regule la presión con la válvula de seguridad asegurándose que esta nunca supere los 400 psi.

Adquirir un torcometro para apretar los tornillos de los acoples asegurando el valor calculado en ANSYS V12, para mantener los factores de seguridad tanto en las bridas como en los pernos.

Adquirir torquímetros RS technologies 039030-51015 o 039025-51015 puesto que su rango de medición de 20 N-m es el preciso para este tipo de análisis donde el torque medido no superó los 15 N-m.

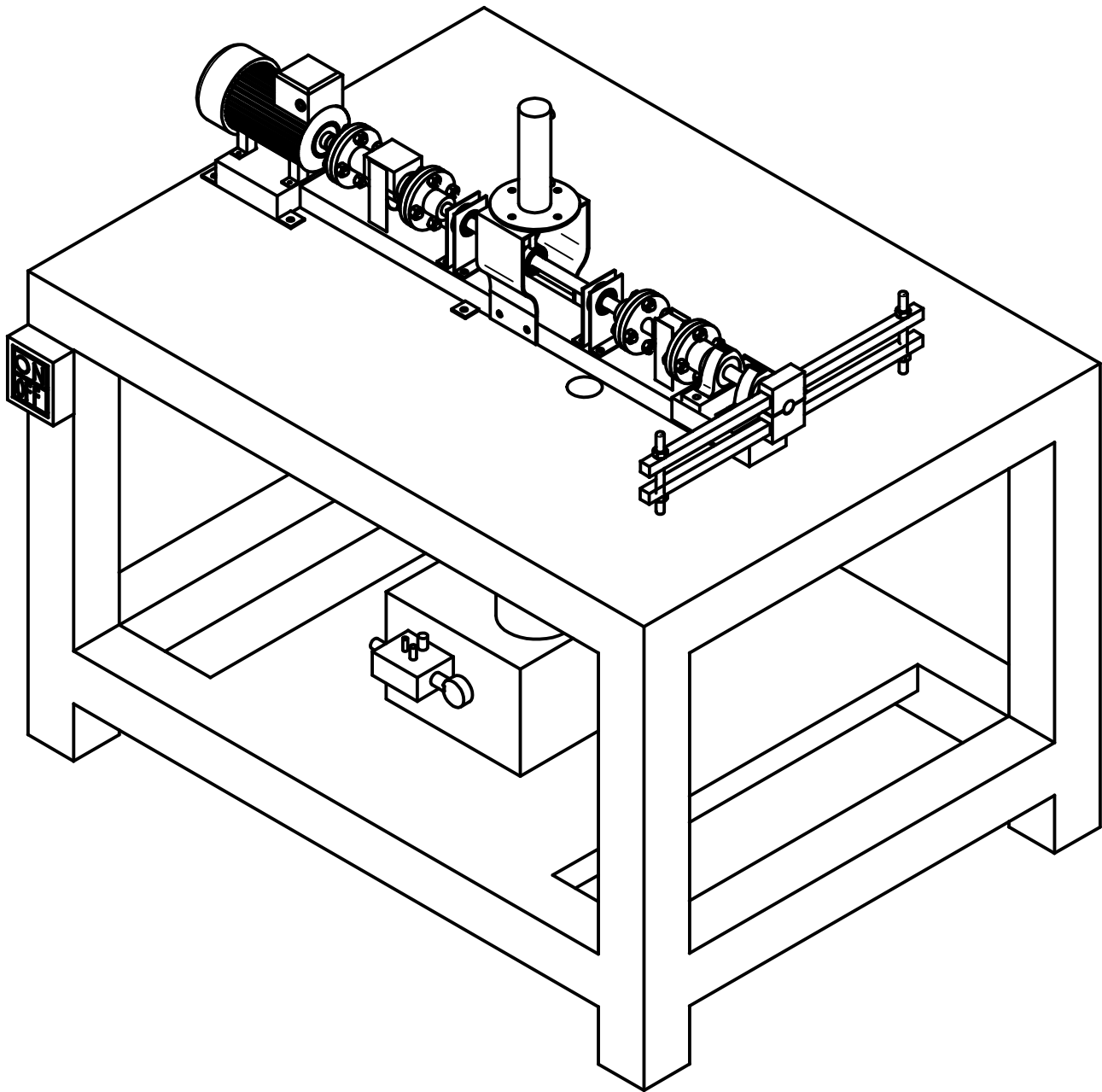
Realizar la toma de datos teniendo en cuenta el esquema planteado en el capítulo 5 y utilizando la tabla 7.

Cuando se haga un cambio de modulo o juego de rodamientos vuelva a tener en cuenta todas las recomendaciones anteriores utilizando la herramienta indicada para no maltratar los ejes o accesorios del banco.

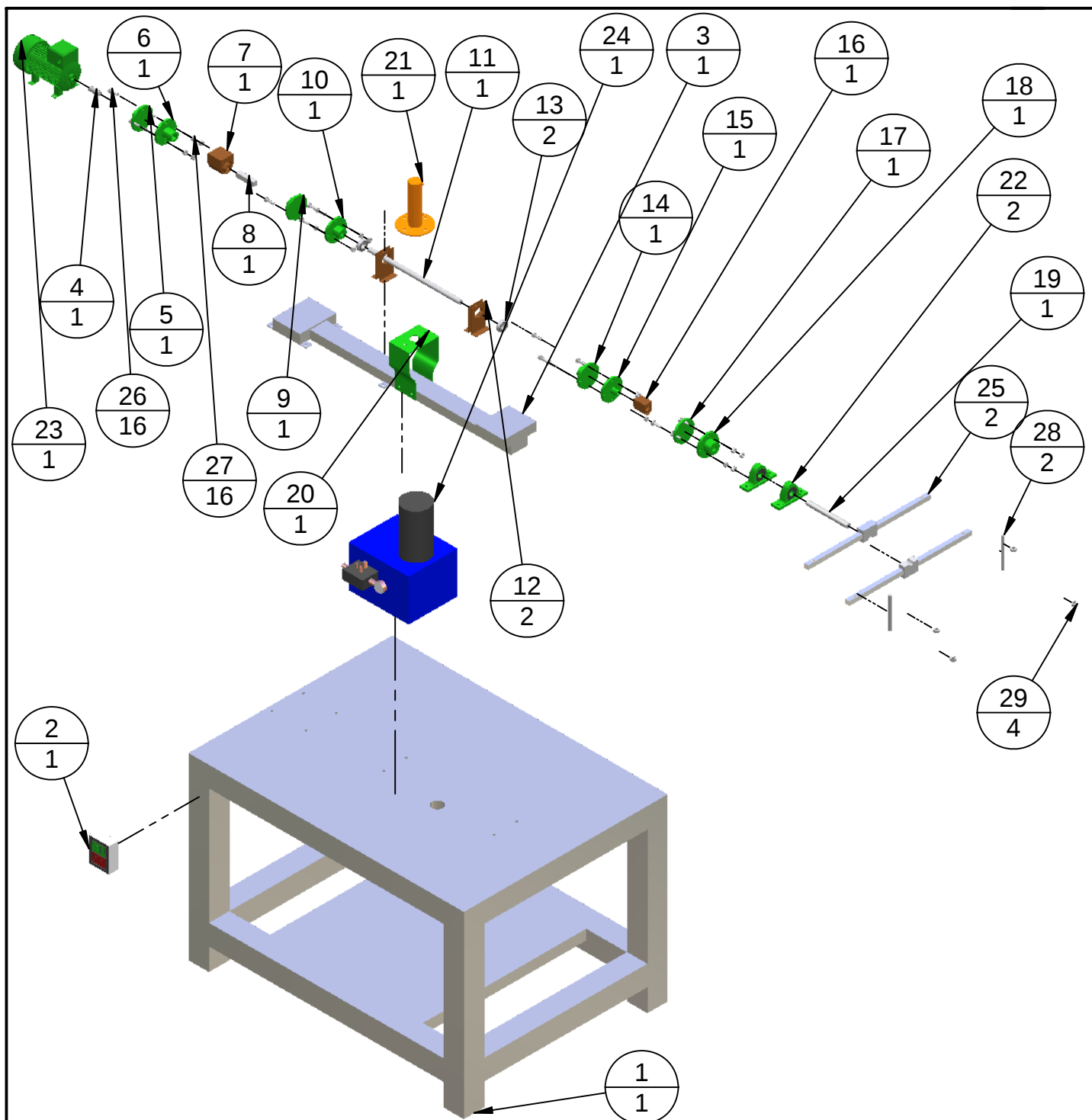
BIBLIOGRAFIA

- [1] HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo O.; SCHMID, Steven R. Elementos de Máquinas; Editorial McGraw- Hill, primera edición. México 2000.
- [2] SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles R. Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw- Hill, sexta edición. México 2000.
- [3] NORTON, Robert L. Diseño de Maquinas; Editorial Pearson Education, primera edición. México 1999.
- [4] SKF Latin American Ltda; Catalogo Interactivo de Ingeniería de Productos SKF. URL:
<http://skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first&lang=es>.
Última consulta: Diciembre de 2009.
- [5] DIRECT INDUSTRY; Salón Virtual de la Industria. URL:
<http://www.directindustry.es/cat/guias-posicionamiento-rodamientos-F.html>. Última consulta: Diciembre de 2009.
- [6] CORTIZO RODRIGUEZ, José L.; FERNANDEZ RICO, José E.; FERNANDEZ RODRIGUEZ, María del Rocío; RODRIGUEZ ORDÓÑES, Eduardo; SIERRA VELASCO, José M.; VIJANDE DIAZ, Ricardo. Elementos de Maquinas. Teoría y Problemas, primera edición. Universidad de Oviedo, España 2004.
- [7] FUTEK ADVANCED SENSOR TECHNOLOGY INC; Sensor de Torque. URL:
<http://www.futek.com/product.aspx?t=torque>. Última consulta: Diciembre de 2009.
- [8] GERE, James M; Mecánica de Materiales; Editorial Thomson, sexta edición.
- [9] DOEBELIN, Ernest E. Sistema de Medición e Instrumentación; Editorial Mc Graw-Hill, quinta edición. México 2004.
- [10] HERNADEZ ARROYO, Emil. Manual de Estadística: Editorial Universidad Cooperativa de Colombia, primera edición. Bogotá 2006.

ANEXOS A

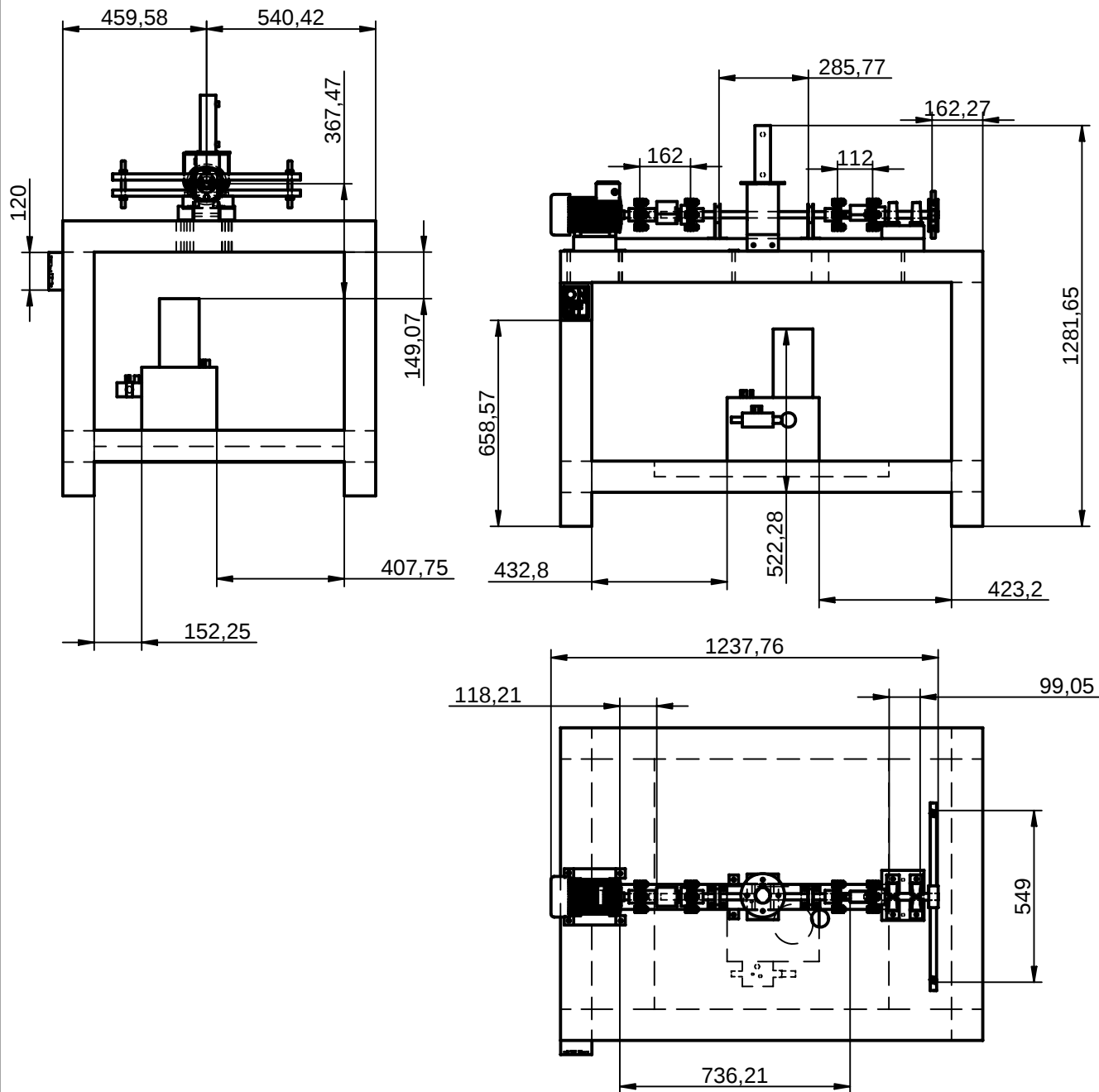


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título BANCO VISTA ISOMETRICA		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
banco de rodamientos			Carta	Plano No 1	Rev
			Cotas en mm		Material: ver referencias cada pieza
			Escala 1:10		PLANO

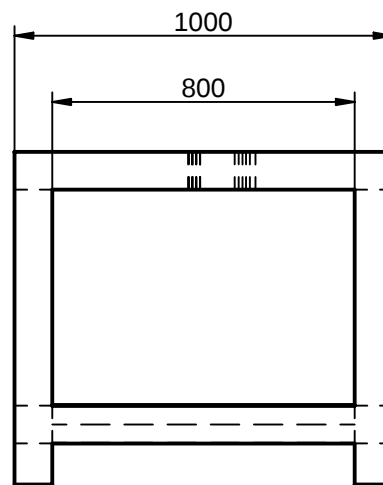
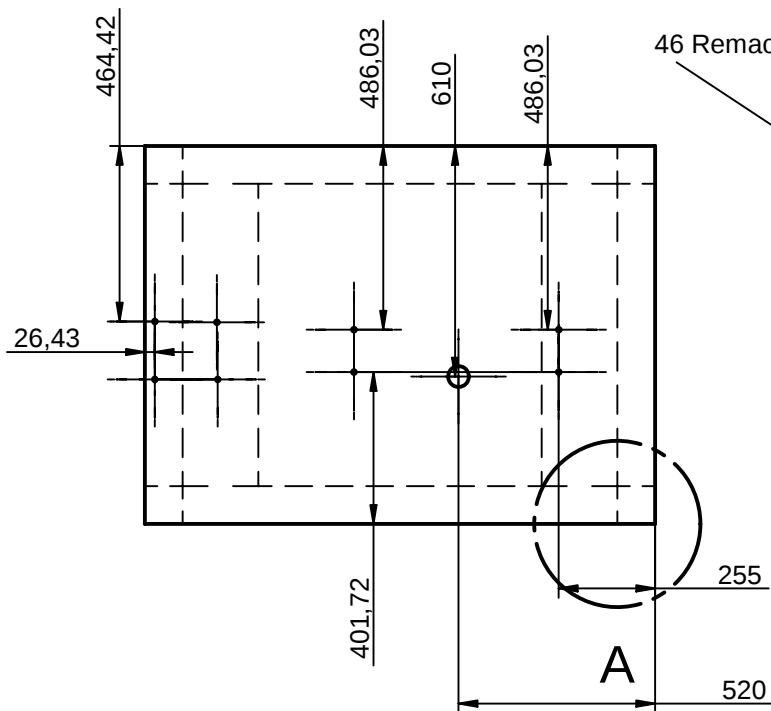


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA	
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título BANCO DE RODAMIENTOS	
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10		
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10		
EXPLOSIONADO DEL BANCO DE RODAMIENTOS			Carta	Plano No 2
			Cotas en mm	Material:
			Escala 1:20	PLANO

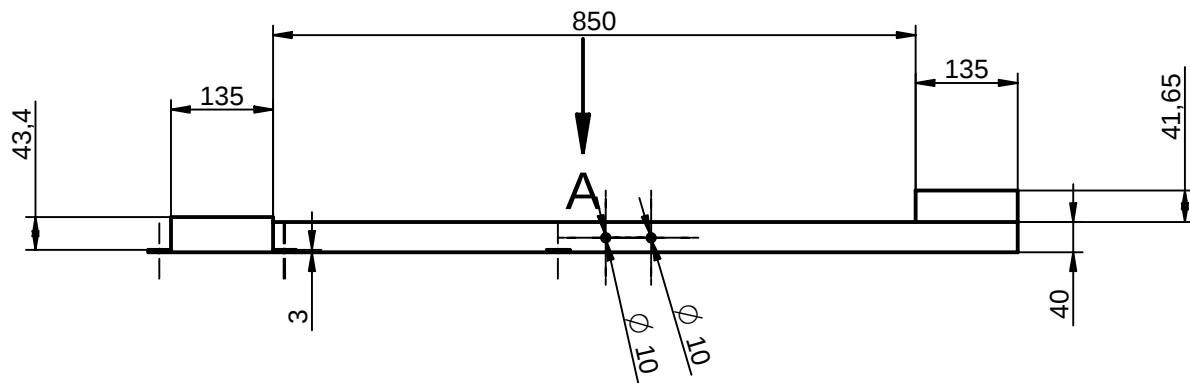
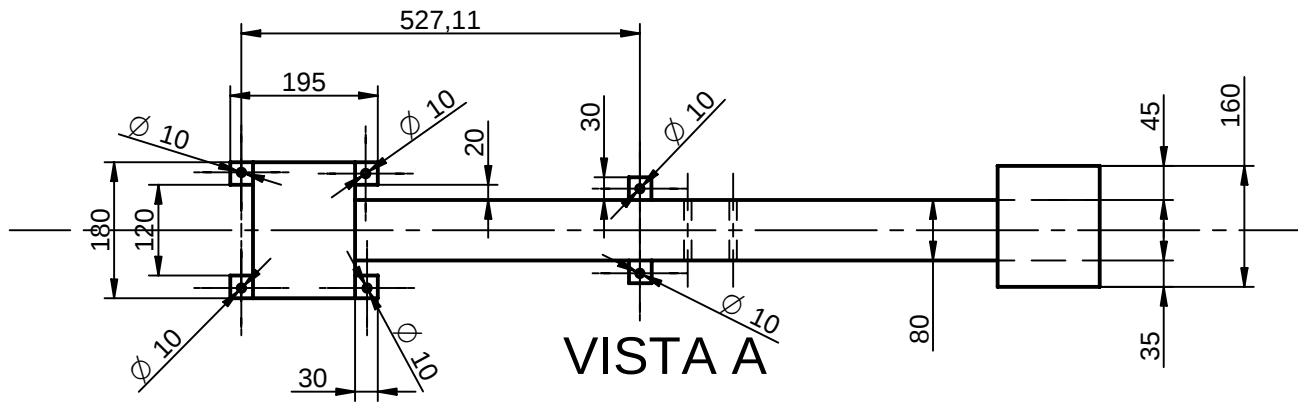
Número de elemento	Número de Documento	Título	Material	Cantidad
1	Plano No 4	Mesa	Aluminio	1
2		Boton ON / OFF		1
3	Plano No 5	Base del sistema	Acero al carbòn	1
4	Plano No 16	Eje salida del motor	Acero inoxidable 304	1
5	Plano No 7	Acople 1 cara A	Acero inoxidable 1045	1
6	Plano No 7	Acople 1 cara B	Acero inoxidable 1045	1
7		Torquimetro de 407 N		1
8	Plano No 17	Eje cuadrado del torquimetro de 407 N	Acero inoxidable 304	1
9	Plano NO 9	Acople 2 cara A	Acero inoxidable 1045	1
10	Plano No 9	Acople 2 cara B	Acero inoxidable 1045	1
11	Plano No 15	Eje principla donde estan los rodamientos	Acero inoxidable 304	1
12	Plano No 19	Soporte de los rodamientos	Acero al carbòn	2
13	Plano No18	Rodamientos		2
14	Plano No 11	Acople 3 cara A	Acero inoxidable 1045	1
15	Plano No 11	Acople 3 cara B	Acero inoxidable 1045	1
16		Torquimetro de 200 N		1
17	Plano No 13	Acople 4 cara A	Acero inoxidable 1045	1
18	Plano No 13	Acople 4 cara B	Acero inoxidable 1045	1
19	Plano No 14	Eje final del sistema	Acero inoxidable 304	1
20		Soporte del pistòn	Acero al carbòn	1
21		Pistòn del sistema		1
22		Chumaceras		2
23		Motor del sistema		1
24		Sistema oleohidraulico		1
25	Plano No 22	Barras del freno	Acero al carbòn	2
26		Tornillos del los acoples	Tornillo grado 2	16
27		Tuercas de los acoples	Grado 2	16
28		Tornillos del freno	Grado 2	2
29		Tuercas de los tornillos del freno	Grado 2	4



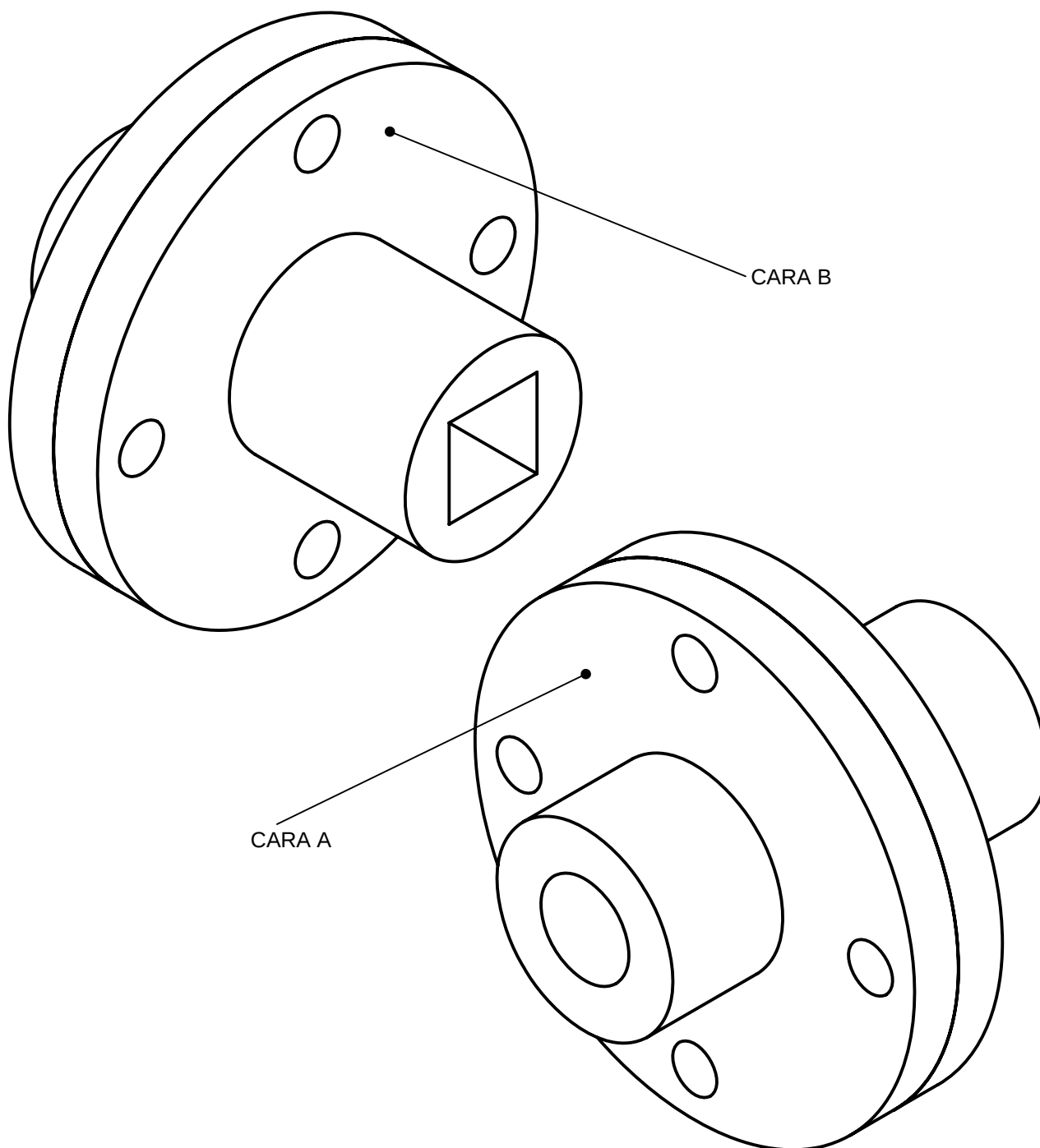
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA	
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título BANCO DE RODAMIENTOS	
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10		
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10		
VISTAS DEL BANCO DE RODAMIENTOS			Carta	Plano No 3
			Cotas en mm	Material:
			Escala 1:20	PLANO



	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10	Título MESA		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10			
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
MESA DEL BANCO			Carta	Plano No 4	Rev
			Cotas en mm		Material: Aluminio
			Escala 1:20		PLANO

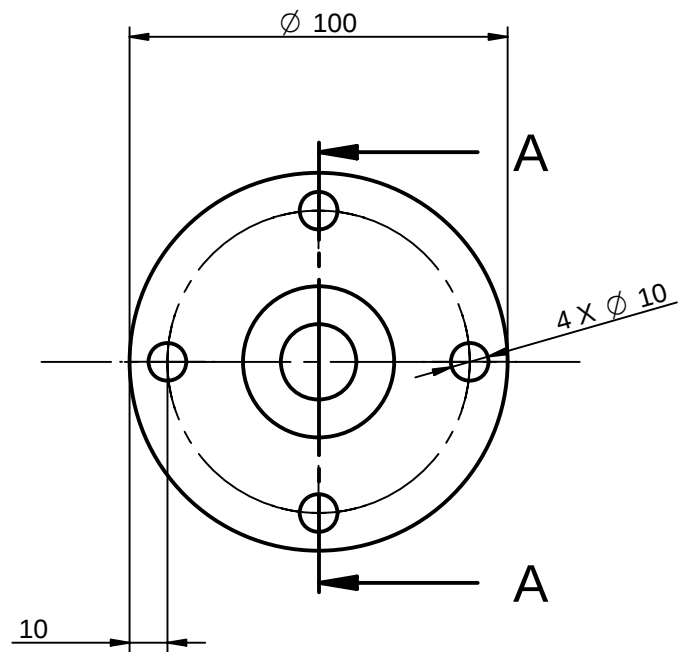
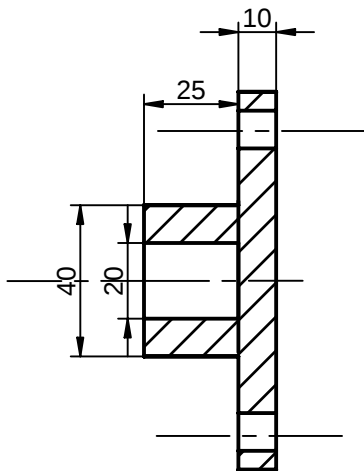


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10	Título BASE DEL SISTEMA		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10			
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
BASE DEL SISTEMA			Carta	Plano No 5	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero al carbòn
			Escala 1:10		PLANO

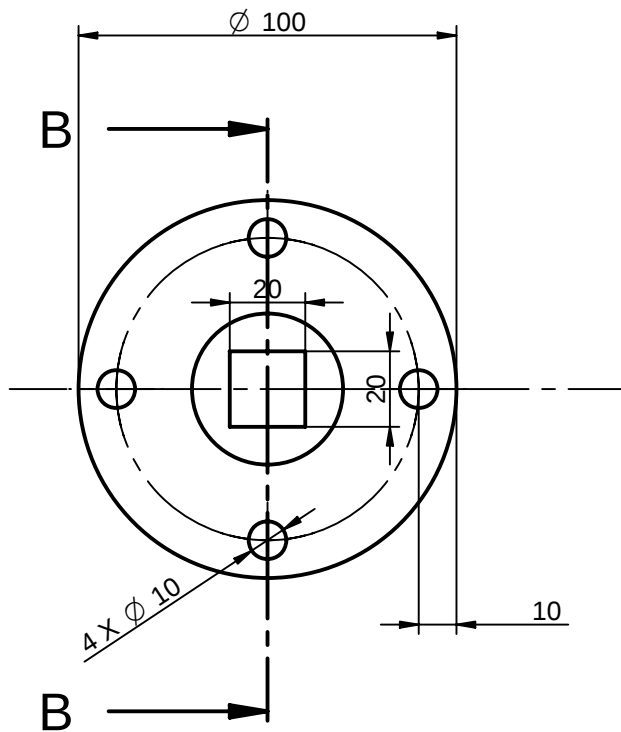


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título ACOPLE 1: Entrada Circular y Salida Cuadrada		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Acople 1 entre el motor y el torquimetro 039075 - 50301 entrada cuadrada y circular			Carta	Plano No 6	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero inoxidable 1045
			Escala	1:1	PLANO

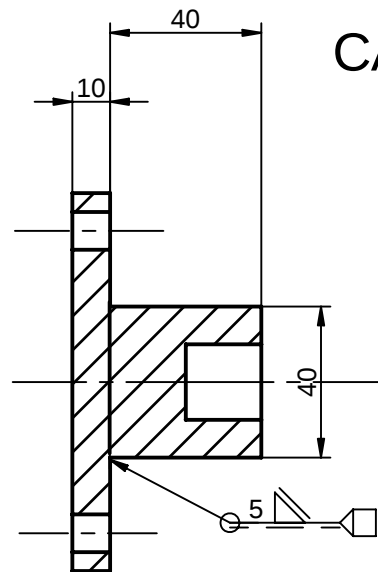
CARA A



CORTE A-A

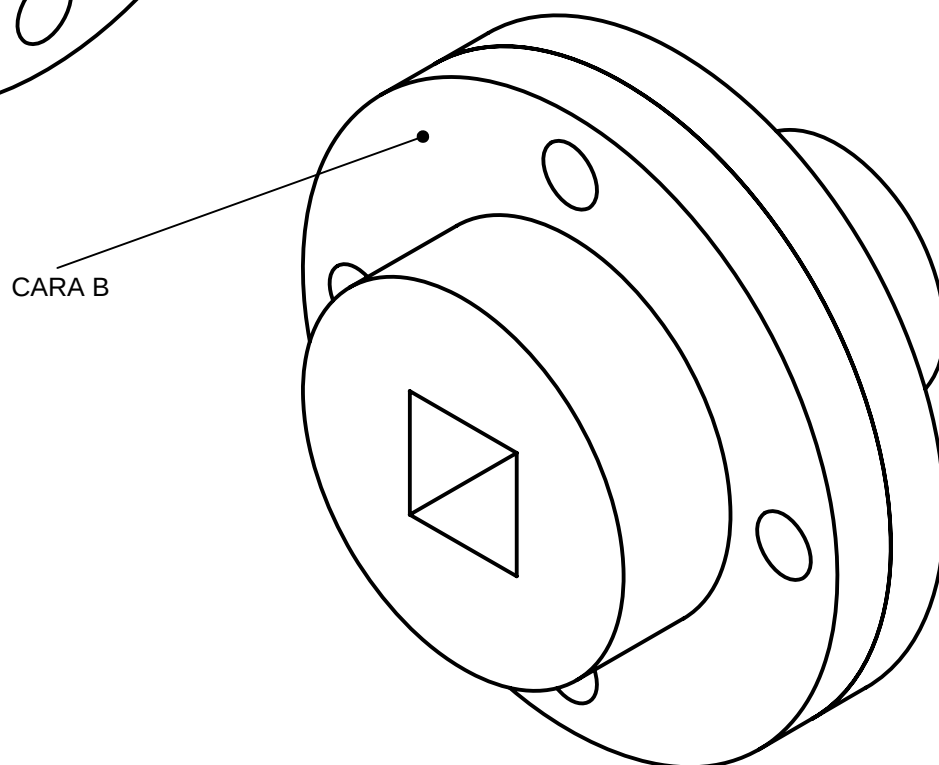
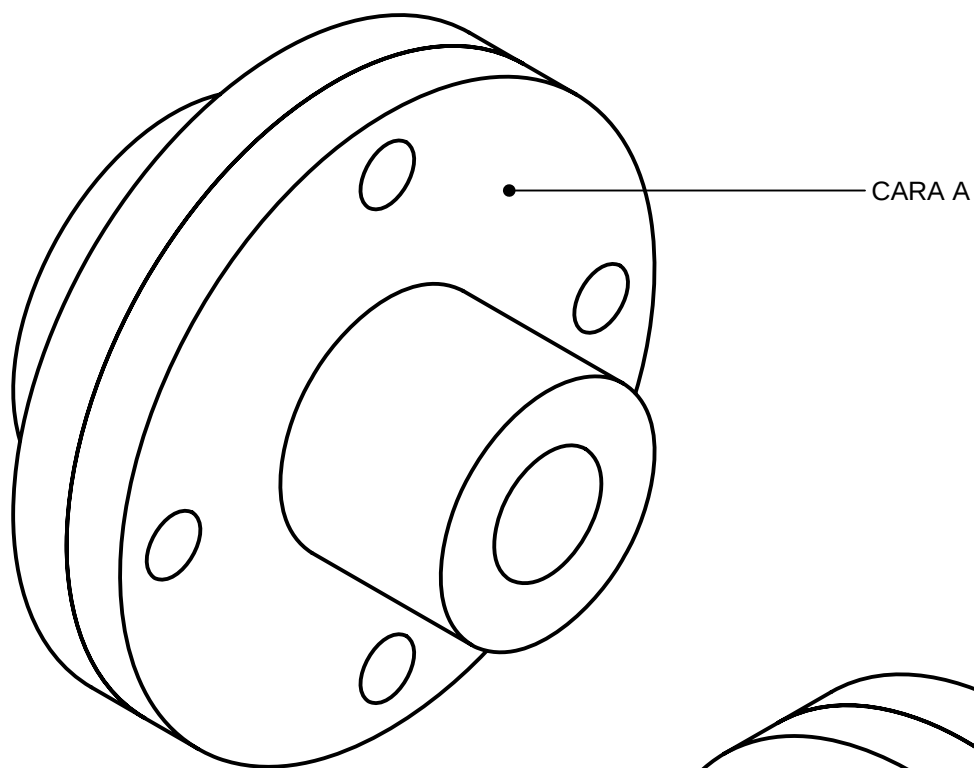


CARA B



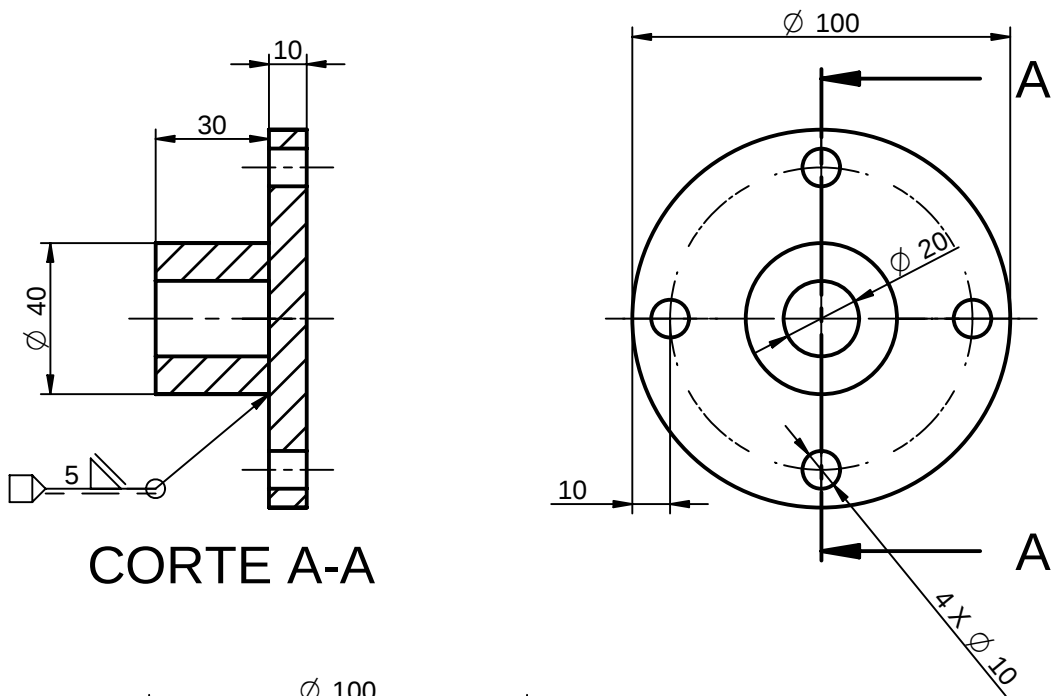
CORTE B-B

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10	Título ACOPLE 1: Entrada Circular y Salida Cuadrada		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10			
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Acople 1 entre el motor y el torquimetro 039075 - 50301 entrada cuadrada y circular			Carta	Plano No 7	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero inoxidable 1045
			Escala	1:2	PLANO

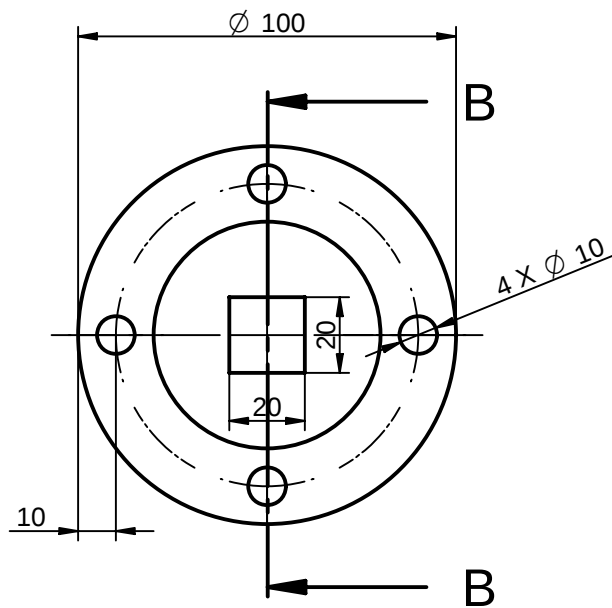


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título ACOPLE 2: Entrada Cuadrada y Salida Circular		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Acople 2 entre el torquimetro 039075 - 50301 y el primer rodamiento			Carta	Plano No 8	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero inoxidable 1045
			Escala 1:1		PLANO

CARA A



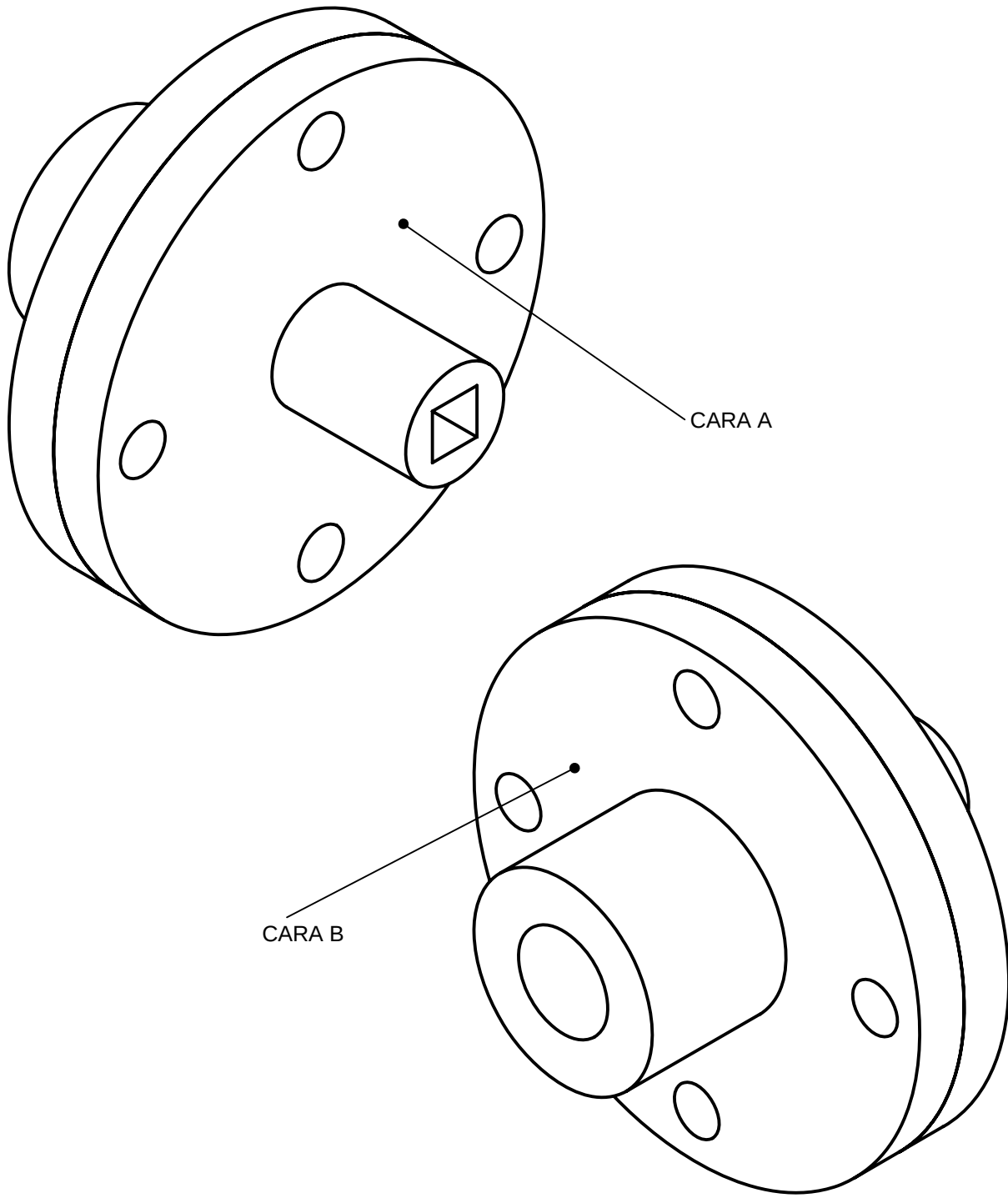
CORTE A-A



CARA B

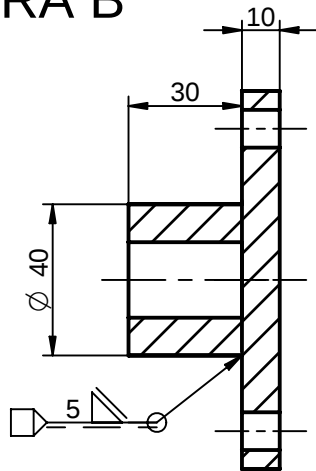
CORTE B-B

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA	
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título ACOPLE 2: Entrada Cuadrada y Salida Circular	
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10		
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10		
Acople 2 entre el torquimetro 039075 - 50301 y el primer rodamiento			Carta	Plano No 9
			Cotas en mm	Material: Acero inoxidable 1045
			Escala 1:2	PLANO

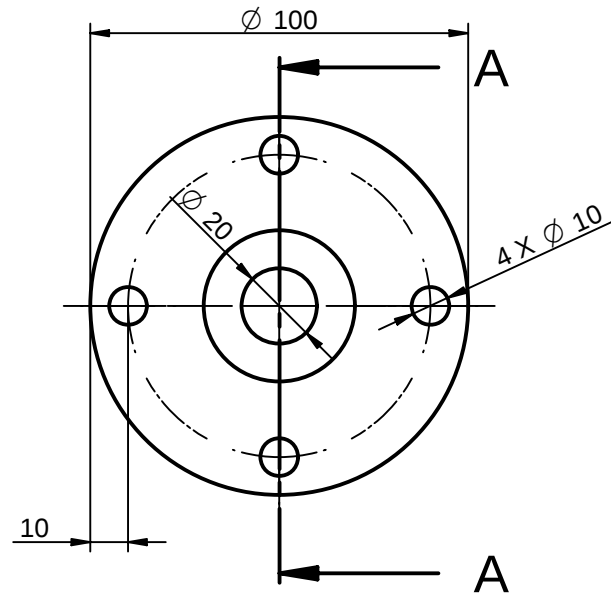


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título ACOPLE 3: Entrada Circular y Salida Cuadrada		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Acople 3 entre el segundo rodamiento y el torquimetro 039050 - 51201			Carta	Plano No 10	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero inoxidable 1045
			Escala 1:1		PLANO

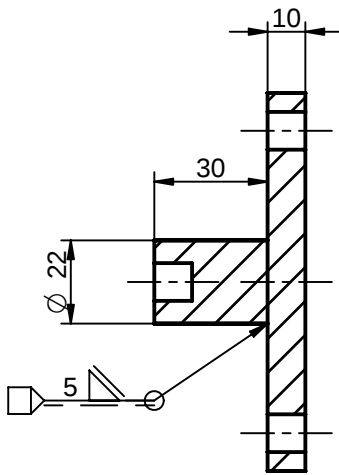
CARA B



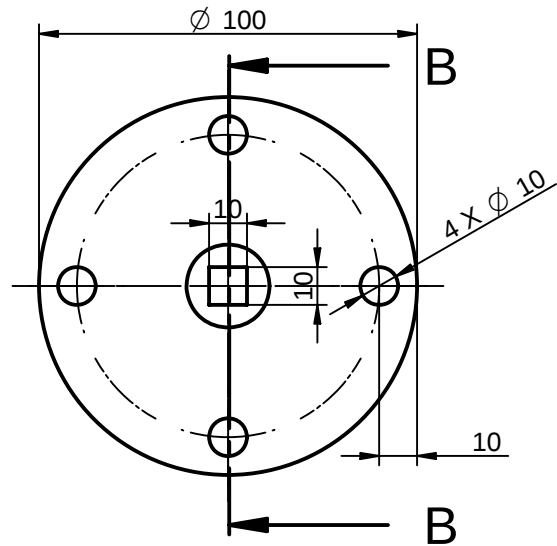
CORTE A-A



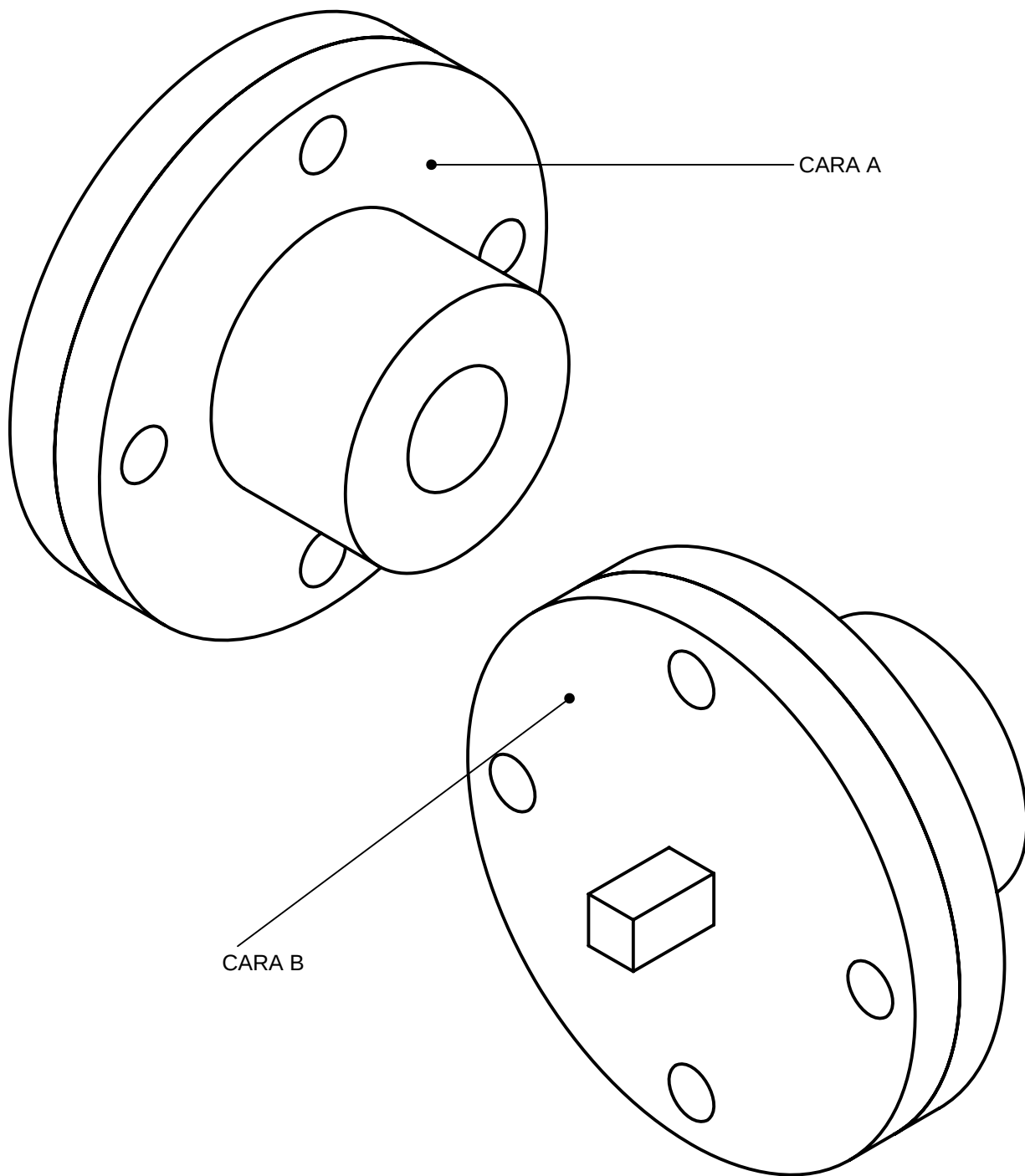
CARA A



CORTE B-B

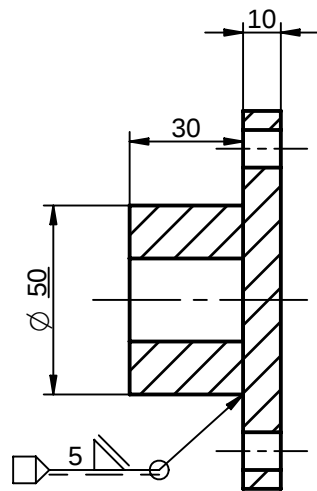


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10	Título ACOPLE 3: Entrada Circular y Salida Cuadrada		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10			
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Acople 3 entre el segundo rodamiento y el torquimetro 039050 - 51201			Carta	Plano No 11	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero inoxidable 1045
			Escala	1:2	PLANO

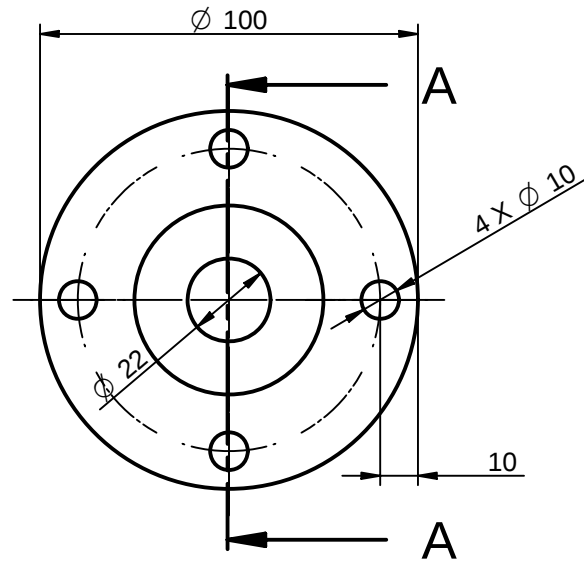


	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título ACOPLE 4: Entrada Cuadrada y Salida Circular		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Acople 4 entre el torquimetro 039050 - 51201 y soportes			Carta	Plano No 12	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero inoxidable 1045
			Escala 1:1		PLANO

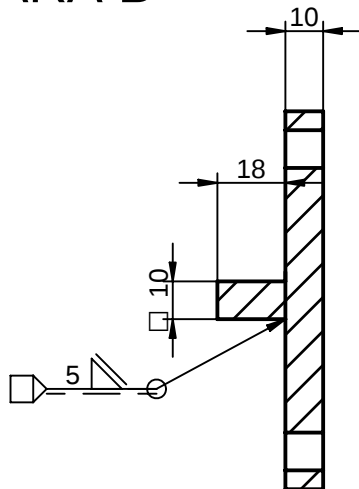
CARA A



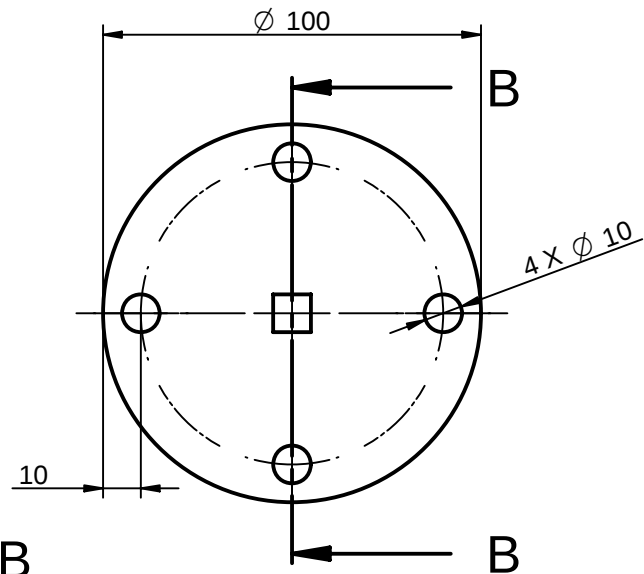
CORTE A-A



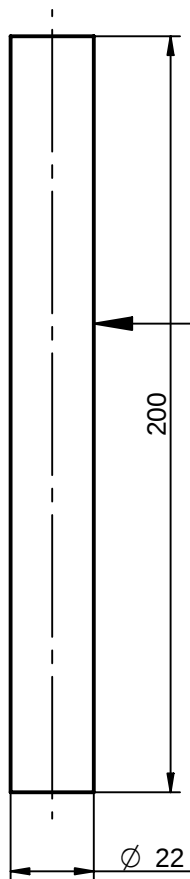
CARA B



CORTE B-B



	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10	Título ACOPLE 4: Entrada Cuadrada y Salida Circular		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10			
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Acople 4 entre el torquimetro 039050 - 51201 y soportes			Carta	Plano No 13	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero inoxidable 1045
			Escala	1:2	PLANO



Eje final donde estan
las chumaceras y el freno

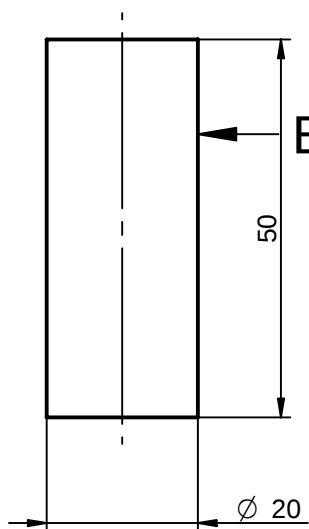
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título EJES		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Eje final donde se encuentran las chumaceras			Carta	Plano No 14	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero inoxidable 304
			Escala 1:2		PLANO

450

Eje principal donde estan
los rodaminetos

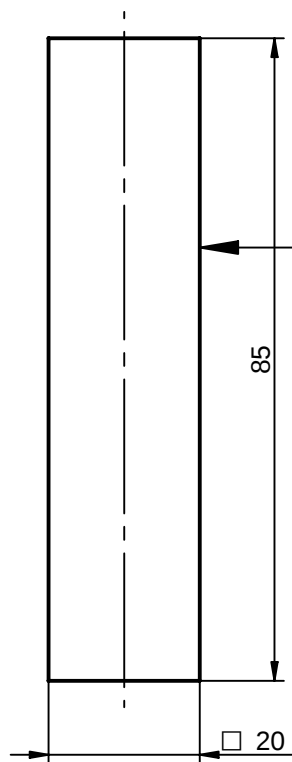
 $\varnothing 20$

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título EJES		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Eje principal donde se encuentran los rodamientos			Carta	Plano No 15	Rev
			Cotas en mm		Material:Acero inoxidable 304
			Escala 1:2		PLANO



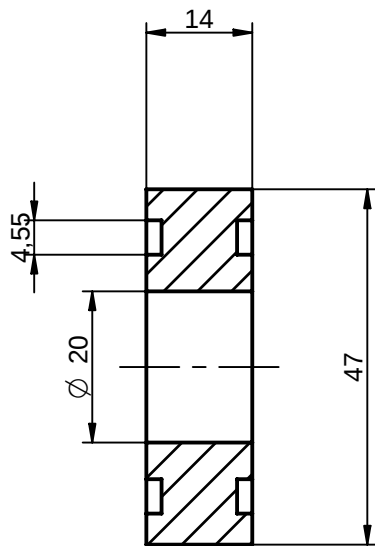
Eje salida del motor conectado a acople 1

	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título EJES		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Eje salida del motor conectado a acople 1			Carta	Plano No 16	Rev
			Cotas en mm		Material:Acero inoxidable 304
			Escala 1:1		PLANO

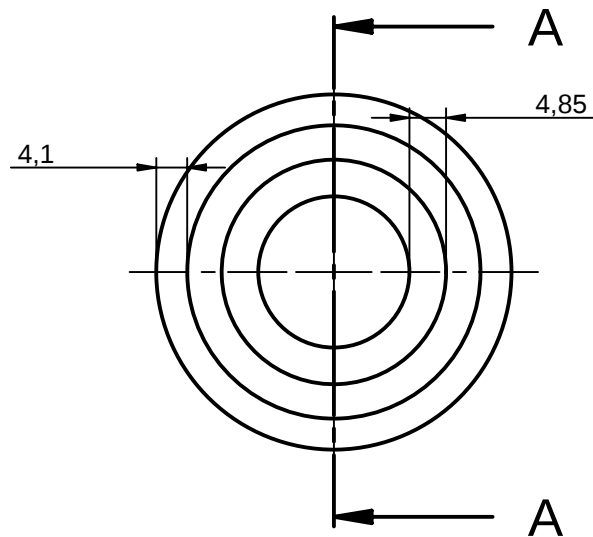


Eje cuadrado del toquimetro de 407 N

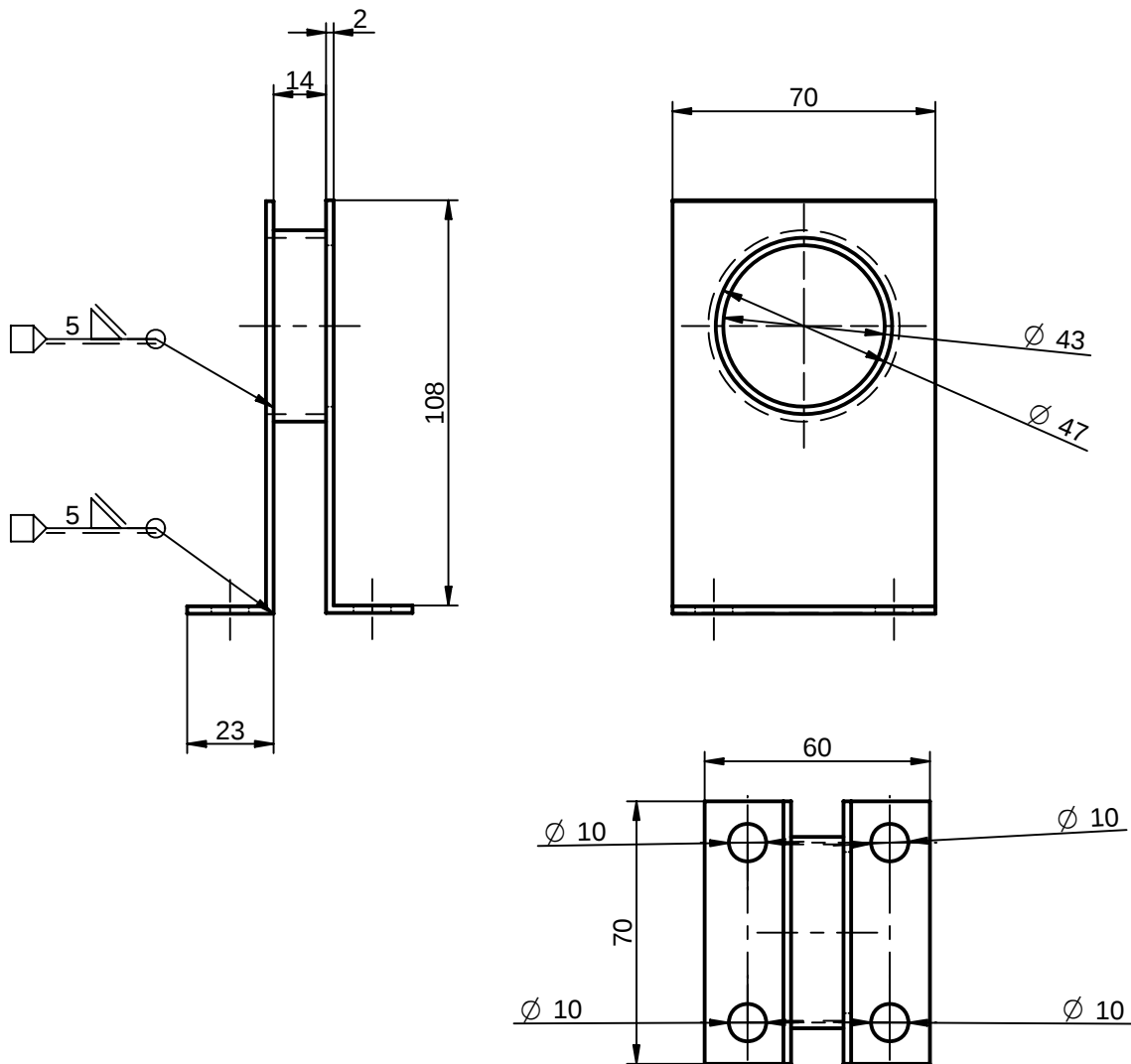
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título EJES		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
Ejecuadrado del torquimetro de 407 N			Carta	Plano No 17	Rev
			Cotas en mm		Material:Acero inoxidable 304
			Escala 1:1		PLANO



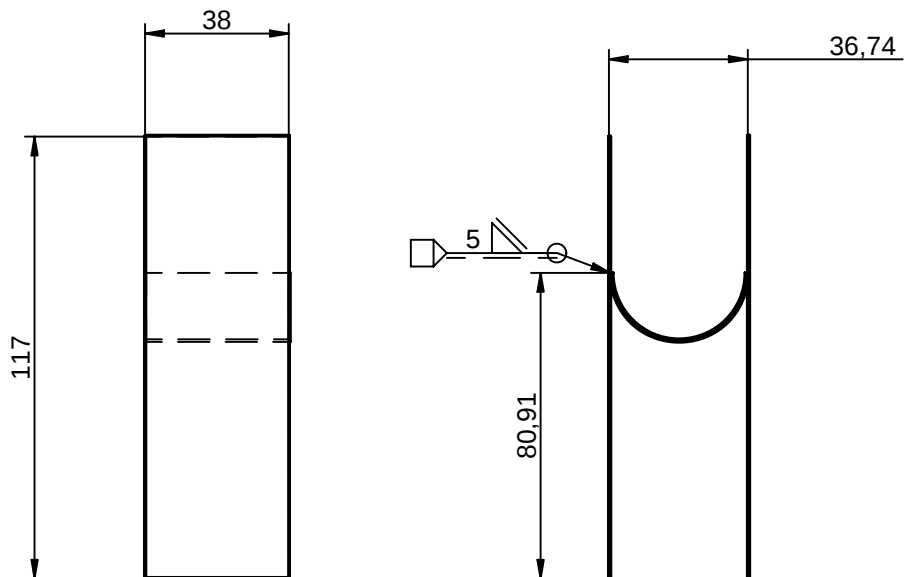
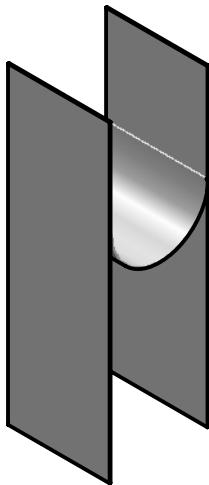
CORTE A-A



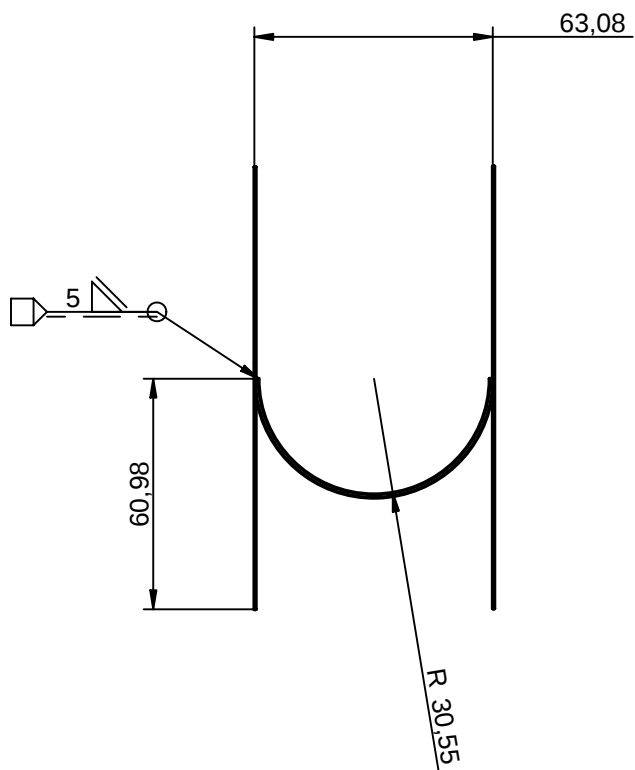
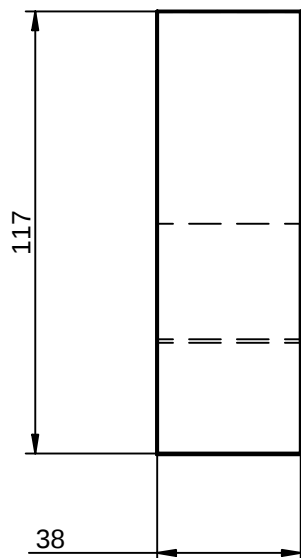
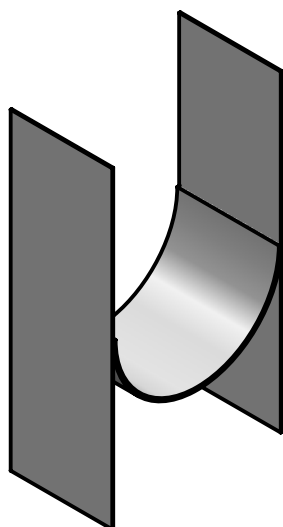
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título RODAMIENTO		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
4 RODAMIENTOS: BOLAS 1 HILERA - BOLAS 2 HILERAS - CILINDRICO- CÓNICO (VER FIGURA 10, 11, 12, 13)			Carta	Plano No 18	Rev
			Cotas en mm		Material:
			Escala 1:1		PLANO



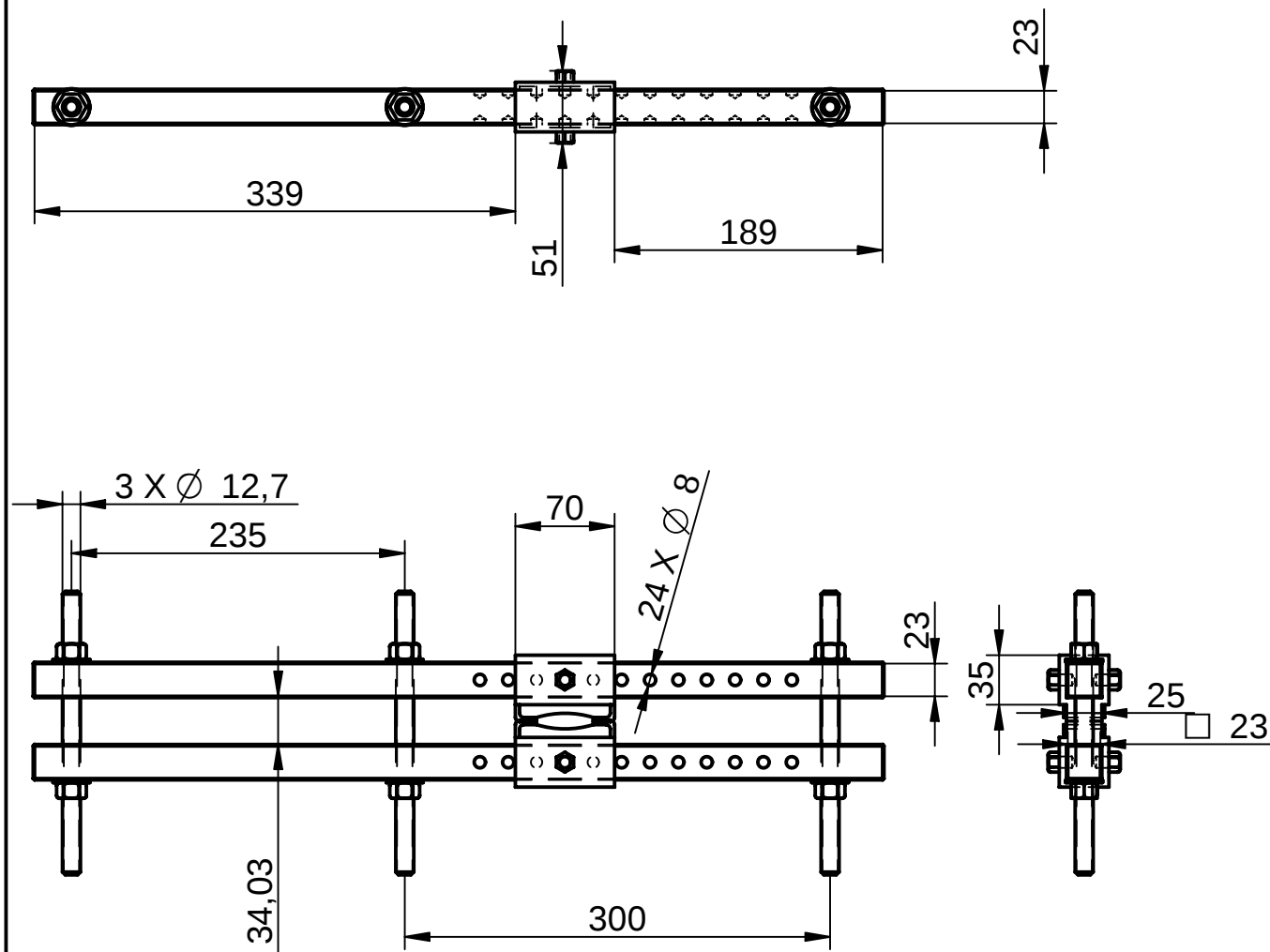
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título SOPORTE DE LOS RODAMIENTOS		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
DOS SOPORTES DE LOS RODAMIENTOS PARA CADA MODULO			Carta	Plano No 19	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero al carbòn
			Escala 1:2		PLANO



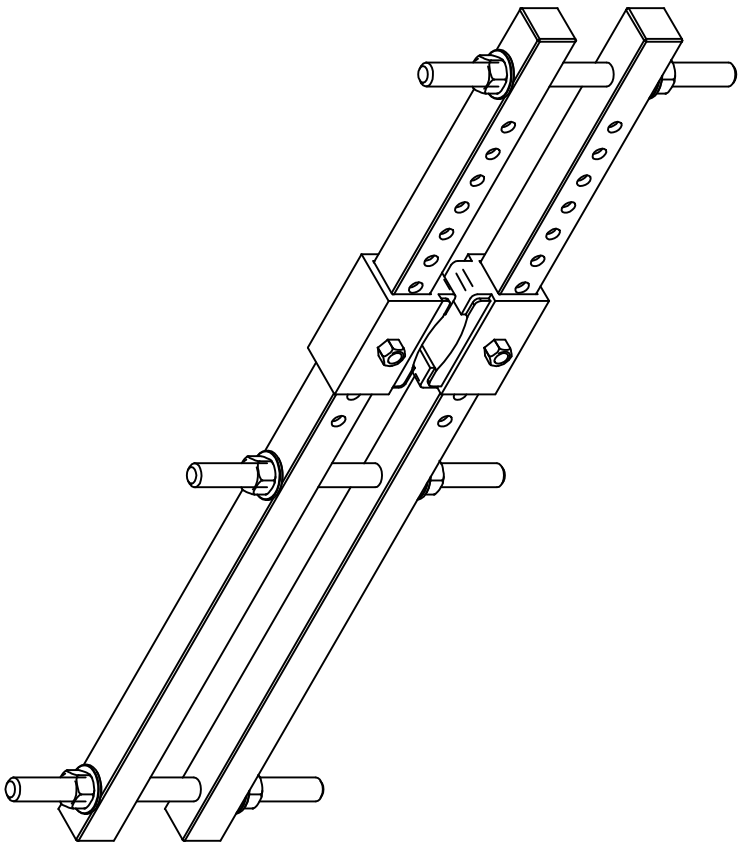
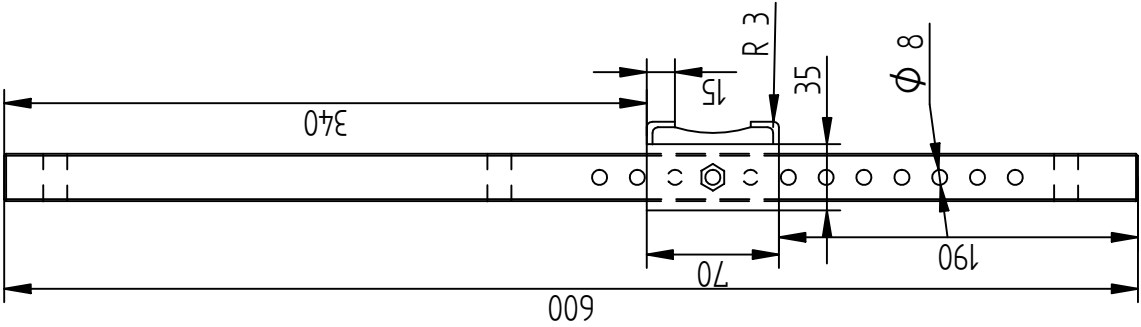
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título SOPORTE DEL TORQUIMETRO DE 200N		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
SOPORTE TORQUIMETRO DE 200N			Carta	Plano No 20	Rev
			Cotas en mm		Material:Acero al carbòn
			Escala 1:2		PLANO



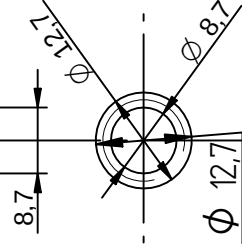
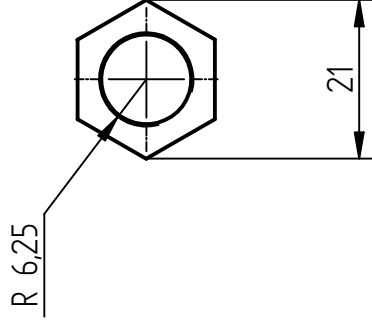
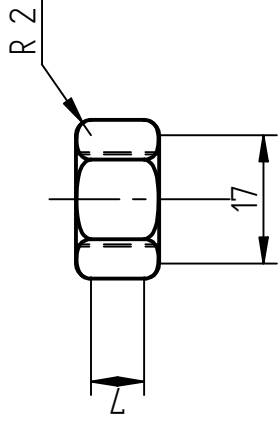
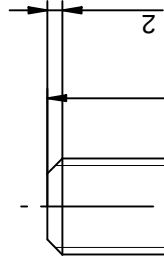
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título SOPORTE DEL TORQUIMETRO DE 407N		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10			
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10			
SOPORTE TORQUIMETRO DE 407N			Carta	Plano No 21	Rev
			Cotas en mm		Material: Acero al carbòn
			Escala 1:2		PLANO



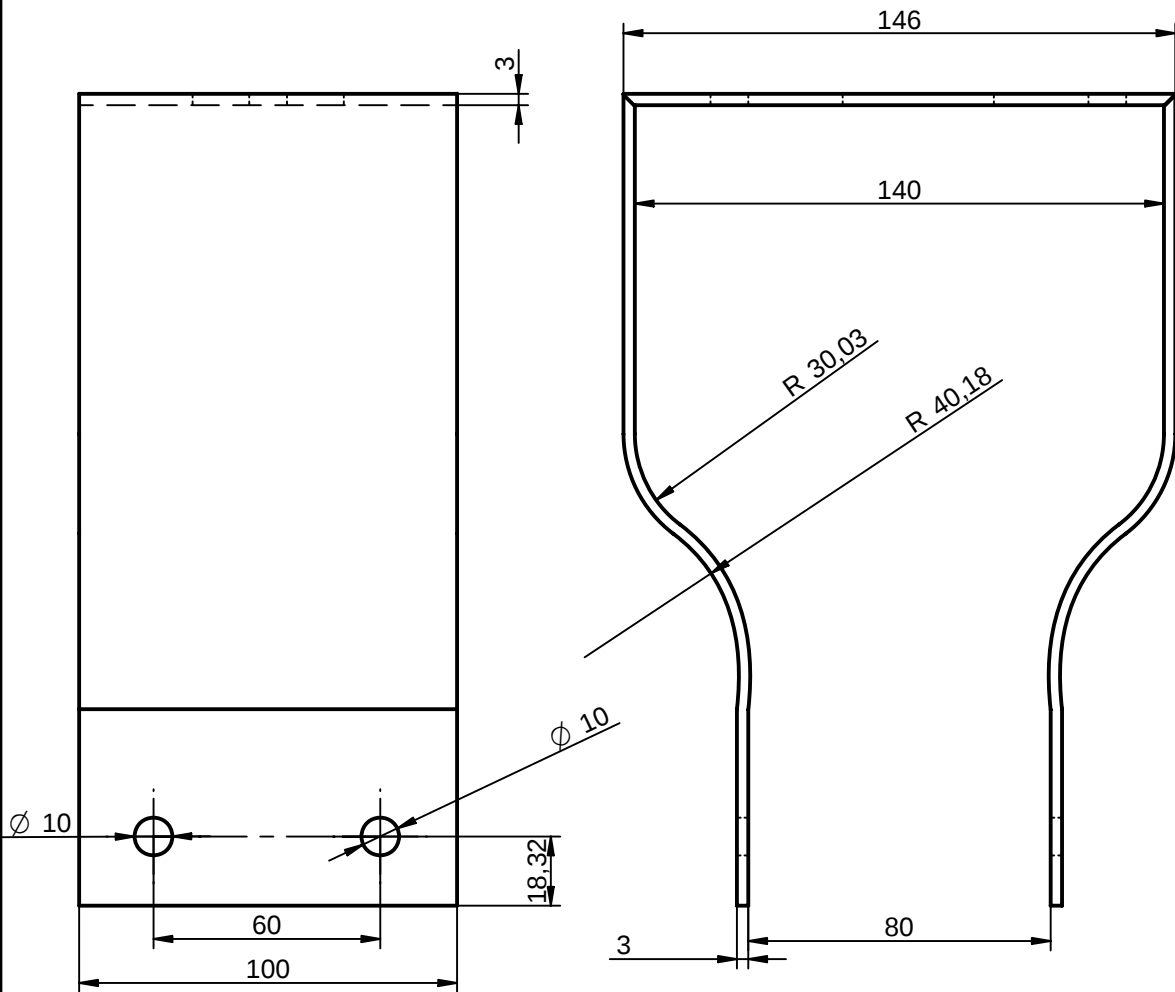
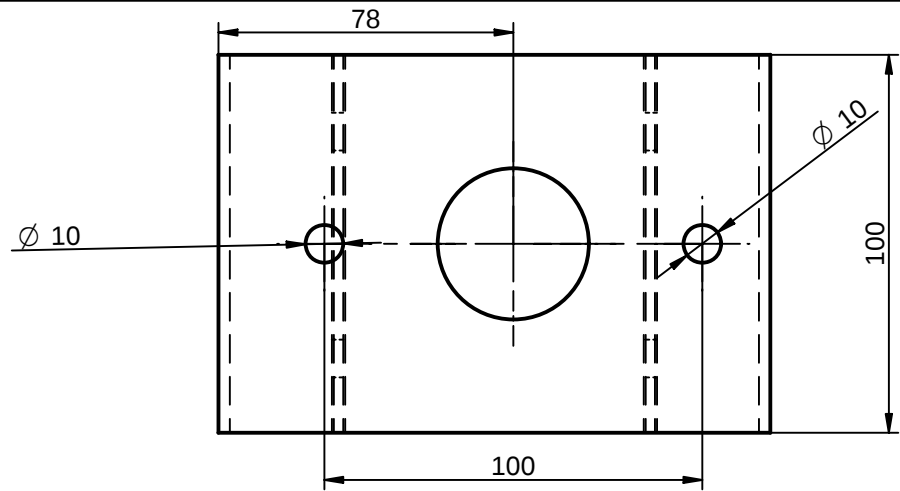
	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA	
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título Freno	
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10		
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10		
Freno la fricción se debe al adbesto			Carta	Plano No 22
			Rev	
			Cotas en mm	Material: Acero al carbón
			Escala 1:5	PLANO



Dibujò	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10			
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título		
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10	BARRAS DEL FRENO		
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10	Carta	Plano No 23	Rev
LA BARRA QUE CONTIENE EL ASBESTO SE REPITE 2 VECES			Cotas en mm		Material: ACERO AL CARBÓN
			Escala	1:4	PLANO



Dibujò	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA		
	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10	Título		
	Comprobò	Alfonso Santos	TORNILLO Y TUERCA DEL FRENO		
	Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Rev		
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10	Carta	Plano No 24	
TORNILLO Y TUERCA DEL FRENO			Cotas en mm		Material: GRADO 2
			Escala	1:1	PLANO



	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA	
Dibujò	J. Gallo - W. Moreno	Abril / 10		
Comprobò	Alfonso Santos	Abril / 10	Título BASE DEL PISTÒN	
Aprobò 1	Gilberto Fontecha	Abril / 10		
Aprobò 2	Emil Hernandez	Abril / 10		
			Carta	Plano No 25
			Rev	
			Cotas en mm	
			Material: Acero al carbòn	
			Escala 1:1	PLANO

ANEXOS B

