

 Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña - Colombia Vigilancia Mineducación	UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA			
	Documento	Código	Fecha	Revisión
	FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	F-AC-DBL-007	10-04-2012	A
Dependencia		Aprobado	Pág.	
DIVISIÓN DE BIBLIOTECA		SUBDIRECTOR ACADEMICO	i(12625)	

RESUMEN – TRABAJO DE GRADO

AUTORES	DAVID JARED PÁEZ GÓMEZ
FACULTAD	INGENIERÍAS
PLAN DE ESTUDIOS	INGENIERÍA MECÁNICA
DIRECTOR	RICARDO ANDRÉS GARCIA LEÓN
TÍTULO DE LA TESIS	DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ANALIZAR EL COMPORTAMIENTO TRIBOLÓGICO DE LOS SISTEMAS DE FRENOS DE DISCO AUTOMOTRICES

RESUMEN (70 palabras aproximadamente)

EL SISTEMA DE FRENADO ES EL ENCARGADO DE DISMINUIR LA VELOCIDAD DEL AUTOMÓVIL, A TRAVÉS DE LA FRICCIÓN QUE EXISTE ENTRE LA PISTA DE FRENADO Y LA PASTILLA LO QUE TRANSFORMA LA ENERGÍA CINÉTICA EN ENERGÍA TÉRMICA POR MEDIO DE LOS CANALES DE VENTILACIÓN QUE TIENEN LOS FRENOS EN SU MAYORÍA DE LOS CASOS.

EN LA UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA NO EXISTE UNA MAQUINA CON LA QUE SE PUEDAN LLEVAR A CABO INVESTIGACIONES PARA DETERMINAR EL COMPORTAMIENTO TRIBOLÓGICO DE LOS SISTEMAS DE FRENADO. EN ESTE TRABAJO SE PRESENTA EL PLANTEAMIENTO DE UNA SOLUCIÓN DE DISEÑO MECÁNICO PARA UN BANCO DE PRUEBAS QUE PERMITA REALIZAR ENSAYOS EXPERIMENTALES SOBRE LOS SIETEMAS DE FRENO DE DISCO.

CARACTERÍSTICAS

PÁGINAS:	PLANOS:	ILUSTRACIONES:	CD-ROM:
----------	---------	----------------	---------



Vía Acolsure, Sede el Algodonal, Ocaña, Colombia - Código postal: 546552
 Línea gratuita nacional: 01 8000 121 022 - PBX: (+57) (7) 569 00 88 - Fax: Ext. 104
 info@ufpso.edu.co - www.ufpso.edu.co

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ANALIZAR EL
COMPORTAMIENTO TRIBOLÓGICO DE LOS SISTEMAS DE FRENOS DE
DISCO AUTOMOTRICES**

**AUTOR:
DAVID JARED PÁEZ GÓMEZ**

**Proyecto presentado como requisito para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director:
RICARDO ANDRÉS GARCIA LEÓN
Magíster en Ingeniería Industrial**

**UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECÁNICA**

Ocaña, Colombia

agosto de 2019

INDICE

	Pág.
Capítulo 1. Diseño de un banco de pruebas para analizar el comportamiento tribológico de los sistemas de frenos de disco automotrices	1
1.1 Planteamiento del Problema	1
1.2 Formulación del Problema.....	1
1.3 Descripción del Problema.....	2
1.4 Objetivos.....	2
1.4.1 General	2
1.4.2 Específicos.	3
1.5 Justificación.....	3
1.6 Limitaciones	4
1.6.1 Geográfica	4
1.6.2 Conceptual.....	4
1.6.3 Operativa	4
1.6.4 Temporal	4
Capítulo 2. Marco Referencial.....	5
2.1 Marco Histórico.....	5
2.2 Marco Conceptual.....	7
2.2.1 Sistema de frenos	7
2.2.2 Frenos de fricción.....	8
2.2.3 Freno de disco	8
2.2.4 Fuerza de fricción.....	8
2.2.5 Fuerza normal.....	9
2.2.6 Esfuerzo.....	9
2.2.7 Resistencia de material.....	9
2.2.8 Cojinete de rodamiento	9
2.2.9 Análisis de elementos finitos	9
2.3 Marco Teórico	10
2.3.1 Frenos de disco.....	10
2.3.2 Coeficiente de fricción	11

2.3.3 Fallas a carga estática, teoría del esfuerzo cortante máximo	12
2.3.4 Diseño de ejes para el esfuerzo	13
2.3.5 Selección de cojinetes de elementos rodantes.....	15
2.3.6 Tornillos, uniones no permanentes, rigidez del sujetador.....	16
2.3.8 Uniones a tensión cargadas en forma estática con precarga	18
2.4 Marco Legal.....	19
2.4.1 A nivel internacional	19
2.4.2 A nivel nacional	19
2.4.3 A nivel regional.....	21
Capítulo 3. Metodología	24
3.1 Tipo de Investigación	24
3.1.1. Etapas del proyecto.....	24
3.2 Presupuesto.....	26
3.3 Cronograma de actividades	27
Capítulo 4. Desarrollo de las fases del proyecto.....	28
4.1 FASE I. Definir el proceso de diseño mecánico para un banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de freno de disco.....	28
4.1.1 Actividad 1.....	28
4.2 FASE II. Reconocer la necesidad y definir el problema de diseño mecánico del banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de freno de disco automotrices.....	31
4.2.1 Actividad 1.....	31
4.2.2 Actividad 2.....	32
4.2.3 Actividad 3.....	36
4.3 FASE III. Calcular mediante teorías de diseño y evaluar mediante SolidWorks Simulation los elementos mecánicos que conforman el diseño mecánico del banco de pruebas.....	37
4.3.1 Actividad 1.....	37
4.3.2 Actividad 2.....	40
4.3.3 Actividad 3.....	47
4.3.4 Actividad 4.....	64

4.4 FASE IV. Presentación del diseño mecánico del banco de pruebas mediante modelos generados en SolidWorks.	77
4.4.1 Actividad 1.	77
4.4.2 Actividad 2.	84
Conclusiones	86
Recomendaciones	87
Referencias.....	88
Apéndice	93

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Sistema de frenos en un automóvil.....	8
Figura 2. Modelo idealizado de un freno de disco.....	10
Figura 3. Representación gráfica de la ECM.....	13
Figura 4. Medidas importantes en pernos y tornillos.....	16
Figura 5. Partes unidas con tornillos.....	17
Figura 6. fases del diseño mecánico.	28
Figura 7. fases del diseño mecánico y objetivos del proyecto.....	29
Figura 8. Discos de freno macizo y ventilado.....	33
Figura 9. Pinza de freno.....	34
Figura 10. Pinza de flotante.	35
Figura 11. Cilindro maestro.	35
Figura 12. Fuerza normal en pastillas de freno.....	38
Figura 13 . Modelo de porta pinza.	39
Figura 14. Diseño conceptual 1.	40
Figura 15. Diseño conceptual número 2.	43
Figura 16. Sección transversal bandas en v.	48
Figura 17 . Fuerzas en bandas de transmisión	52
Figura 18. Dimensiones del eje de transmisión	54
Figura 19. Fuerzas en el eje de transmisión.....	55
Figura 20. Diagrama de cortante y momento.....	57
Figura 21. Rodamiento tipo Y	60
Figura 22. Dimensiones del eje y de la cuña	61
Figura 23. Dinamómetro.....	63
Figura 24. Dinamómetro despiece.	64
Figura 25. Fuerzas tangencial y de frenada.	66
Figura 26. Ensamblaje del porta pinza para análisis estático.....	67
Figura 27. Sujeciones.....	68
Figura 28. Contactos.	69
Figura 29. Cargas.....	69

Figura 30. Trazado de tensiones.	70
Figura 31. Trazado de factor de seguridad.....	71
Figura 32. Configuración del análisis del bastidor.	72
Figura 33. Sujeciones del análisis del bastidor.	73
Figura 34. Peso del motor.	73
Figura 35. Fuerza en la base del dinamómetro.	74
Figura 36. Fuerza en la mangueta.	74
Figura 37. Fuerza transmitida por el rodamiento tipo Y.....	75
Figura 38. Fuerza transmitida por la transmisión por bandas al motor.	75
Figura 39. Trazado de tensiones bastidor.....	76
Figura 40. Trazado de factor de seguridad bastidor.....	77
Figura 41. Banco de pruebas.....	78
Figura 42. Bastidor.....	79
Figura 43. Sistema de transmisión de potencia.....	80
Figura 44. Dinamómetro descripción.	81
Figura 45. Guarda poleas.	82

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Elementos constitutivos del banco de pruebas, diseño conceptual 1.....	41
Tabla 2. Elementos constitutivos del banco de pruebas, diseño conceptual 2.....	44
Tabla 3. Sección de la banda.....	48
Tabla 4. Circunferencia de la banda.	49
Tabla 5. Dimensiones de conversión de longitud de circunferencia interna.	50
Tabla 6. Diámetros mínimos del eje.	58
Tabla 7. Elementos que conforman el dinamómetro.	64
Tabla 8. Elementos en el análisis del porta pinza.	67
Tabla 9. Elementos en el análisis del bastidor.	72
Tabla 10. Elementos que conforman el banco de pruebas.....	79
Tabla 11. Cotización de los materiales.	84
Tabla 12. Costos de los materiales requeridos.....	85

LISTA DE APÉNDICE

	Pág.
Apéndice A. Potencias nominales de bandas en V estándar.....	94
Apéndice B. Factores de servicio sugeridos Ks para transmisiones de banda en V.....	95
Apéndice C. Potencias nominales de bandas en V estándar.....	96
Apéndice D. Factor de corrección del ángulo de contacto K1 para transmisiones de banda plana W y V.....	97
Apéndice E. Factor de corrección de longitud de banda K2.....	98
Apéndice F. Algunos parámetros de bandas en V.....	99
Apéndice G. Propiedades de algunos aceros.....	100
Apéndice H. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	101
Apéndice I. Dimensiones de cuñas y cuñeros estándar.....	102
Apéndice J. Hoja de datos Motor WEG.....	103
Apéndice K. Plano del motor.....	104
Apéndice L. Ficha técnica SYK 20 TD.....	105
Apéndice M. Plano del bastidor.....	107
Apéndice N. Plano del dinamometro.....	108
Apéndice O. Plano del guarda poleas.....	109
Apéndice P. Plano del porta pinza.....	110
Apéndice Q. Plano Sistema de transmisión.....	111
Apéndice R. Ficha técnica y manual de mantenimiento.....	112

Capítulo 1. Diseño de un banco de pruebas para analizar el comportamiento tribológico de los sistemas de frenos de disco automotrices

1.1 Planteamiento del Problema

El sistema de frenado es el encargado de disminuir la velocidad del automóvil, a través de la fricción que existe entre la pista de frenado y la pastilla lo que transforma la energía cinética en energía térmica que es disipada al aire circundante por medio de los canales de ventilación que tienen los frenos en su mayoría de los casos. Por esta razón, es fundamental que estos sistemas funcionen de forma adecuada para garantizar la seguridad de sus ocupantes y transeúntes.

Teniendo en cuenta lo anterior, en la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña no existe una maquina con la que se puedan llevar a cabo investigaciones para determinar el comportamiento tribológico de los sistemas de frenado de forma experimental en conjunto con la interacción de la temperatura; por otra parte, no se han llevado a cabo prácticas de laboratorio en asignaturas como diseño y transferencia de calor en este ámbito que permitan conocer a fondo estos sistemas y adquirir una visión más amplia del comportamiento que existe entre la fricción, desgaste y la temperatura de forma experimental.

1.2 Formulación del Problema

¿Cuál será el mejor diseño para analizar el comportamiento tribológico de los frenos de discos automotrices?

1.3 Descripción del Problema

En la investigación es de suma importancia contar con los elementos necesarios para la realización de experimentos de la manera controlada y lograr obtener relaciones más acertadas entre las variables que intervienen en él; Tal es el caso del estudio de los sistemas de frenos de disco, debido a que en el proceso de frenado intervienen numerosos y complejos fenómenos tribológicos, térmicos, mecánicos, entre otros. Por esta razón la capacidad de investigación referente al tema del estudio de los sistemas de disco en la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña se encuentra limitada a análisis numéricos, teóricos o a la realización de experimentos en laboratorios externos a la universidad.

Teniendo en cuenta lo anterior, como solución a este problema se plantea el diseño de un banco de pruebas especializado en el análisis de los sistemas de frenos de disco que también sirva como instrumento para la realización de prácticas estudiantiles en asignaturas como transferencia de calor, cálculo de elementos de máquinas y demás materias relacionadas, así como para la comprobación de modelamientos y simulaciones numéricas o comprobación de prototipos o diseños de frenos de disco automotrices.

1.4 Objetivos

1.4.1 General. Diseñar un banco de pruebas a través de teorías de diseño mecánico que permita analizar el comportamiento tribológico de los sistemas de frenos de disco automotrices.

1.4.2 Específicos.

Analizar el funcionamiento de los sistemas de frenado automotriz por medio de la investigación en literatura referente el tema, bases de datos, normativas técnicas y catálogos para determinar los factores de diseño óptimos para el banco de pruebas.

Calcular los elementos que conforman el banco de pruebas mediante teorías de diseño mecánico para determinar su correcto funcionamiento.

Analizar los elementos mecánicos del banco de pruebas sometidos a cargas máximas de operación con la ayuda del software SolidWorks para comprobar el diseño del banco de pruebas.

1.5 Justificación

El desarrollo tecnológico es indispensable para el crecimiento de las sociedades, el cual va de la mano con la generación de nuevo conocimiento producto de la investigación, es por este motivo que las universidades fomentan el desarrollo social y económico, por ende, las instituciones universitarias deben proveer los medios necesarios para realizar las tareas investigativas de manera apropiada.

Actualmente, se han llevado a cabo investigaciones relacionadas al tema en los que se ha hecho uso de simulaciones numérica, por lo que es necesario contar con una plataforma que permita la experimentación en laboratorio con los sistemas de freno disco que es de gran importancia, debido a que es fundamental contar con los equipos adecuados para medir las variables y de esta manera poder definir las en los análisis numéricos (Criado E, 2012) (García-León, 2014). No obstante, se hace necesario contar primero con el diseño apropiado

de dicho banco de pruebas, que asegure su funcionalidad, confiabilidad, seguridad y además que se pueda fabricar.

Es por lo anterior, que surge la necesidad del desarrollo de un banco de pruebas para analizar el comportamiento de los sistemas de frenos de disco automotrices, éste brindara un medio para realizar diversas investigaciones en lo concerniente al testeo de nuevos materiales y métodos para la fabricación de discos y pastillas para frenos, junto con los elementos asociados; por consiguiente, la implementación de esta herramienta beneficiara en gran medida a toda la comunidad estudiantil específicamente para el programa de ingeniería mecánica, y a la universidad como institución, al estar provista de laboratorios más completos y competentes, siendo pionera en este tipo de investigación a nivel regional y nacional.

1.6 Limitaciones

1.6.1 Geográfica. El trabajo se realizará en los laboratorios de la UFPSO con la asesoría de director del proyecto.

1.6.2 Conceptual. La temática del proyecto se enmarcará en los siguientes conceptos: rugosidad, frenos, dureza, tratamiento térmico, diseño, tensión, compresión.

1.6.3 Operativa. El proyecto se desarrollará con base en los parámetros del presente documento y con la asesoría del director del mismo y las personas que se necesiten como asesores en el transcurso de la investigación para poder realizar los objetivos del proyecto.

1.6.4 Temporal. El presente proyecto tendrá una duración aproximada de 2 a 3 meses a partir de la fecha de aprobación del anteproyecto.

Capítulo 2. Marco Referencial

2.1 Marco Histórico

Todorovic y cols. en 1995, presentaron un método para medir la tasa de desgaste y vida útil de los elementos de fricción en frenos de disco automotrices, basado en la “hipótesis de desgaste lineal”. Por medio del análisis entre datos obtenidos de pruebas en condiciones de servicio y pruebas de desgaste del dinamómetro de freno, muestran que el procedimiento propuesto se puede aplicar con éxito en la práctica, particularmente en el caso de la predicción de la vida útil de las pastillas y los frenos de los automóviles (Todorovic, Duboka, & Arsenic, 1995).

Por su parte, en 1999 Gudmand-Høyer y cols. Desarrollaron experimentos utilizando un dinamómetro de freno para determinar la correlación entre el uso de lubricantes sólidos en frenos de disco y las variables tribológicas del proceso de frenado, concluyendo que no hay un efecto significativo de los sulfuros metálicos el desgaste del sistema de freno de disco, (Gudmand-Høyer, Bach, Nielsen, & Morgen, 1999).

Jang y Kim en el año 2000, estudiaron los efectos del el trisulfuro de antimonio y el silicato de circonio sobre las características de fricción en las pastillas de freno de automóviles, analizando los datos obtenidos mediante un dinamómetro de freno. Los resultados mostraron que la presencia de trisulfuro de antimonio y silicato de circonio tuvo una fuerte influencia en el coeficiente de fricción, la estabilidad de fricción y la variación del par de freno (Jang & Kim, 2000).

En el año 2005 Hee y Filip, desarrollaron estudios para analizar el rendimiento de los materiales de fricción de freno de matriz fenólica mejorada de cerámica para forros de freno de automóviles. El análisis de los resultados experimentales muestra que el material de fricción de freno que contiene titanato de potasio mejoró significativamente la estabilidad del coeficiente de fricción, el desvanecimiento y la resistencia al desgaste (Hee & Filip, 2005).

Aleksendric y Duboka en 2006, utilizaron una técnica de red neuronal artificial para predecir el rendimiento en frío del material de fricción automotriz. Los resultados muestran que las redes neuronales artificiales se pueden usar para modelar relaciones complejas no lineales y multidimensionales, dado que los resultados obtenidos por la red neuronal fueron comparados con los obtenidos mediante ensayo de (Aleksendric & Duboka, 2006).

Hwang y cols. En 2010, estudiaron el comportamiento de materiales de fricción para pastillas de freno que contienen nano tubos de carbono, encontrando que estos aumentaron la resistencia al desgaste a temperaturas elevadas debido al efecto de refuerzo estructural (Hwang, Jung, Cho, Kim, & Jang, 2010).

Heussaff y cols. En 2012, investigaron la implementación de una metodología de análisis estocástico para el modelado de la variabilidad de superficies de forro de freno, la cual fue sustentada por datos obtenidos en el dinamómetro de freno, concluyendo que la metodología propuesta puede ser eficaz en la predicción del comportamiento tribológico de los materiales de fricción para pastillas de freno (Heussaff, Dubar, Tison, Watremez, & Nunes, 2012).

Matějka y cols, en 2017 investigaron el comportamiento de las pastillas de freno en el periodo de rodaje, por medio de un banco de pruebas dinamométrico para frenos que fue modificado para monitorear el desprendimiento de material de fricción. Los datos recolectados demuestran que en el periodo de rodaje es mayor el desprendimiento de material particulado por parte de los forros de las pastillas (Matějka, Metinöz, Wahlström, Alemani, & Perricone, 2017).

Recientemente, García-León y cols, han realizado diferentes estudios a los frenos de disco de diferentes geometrías validando el comportamiento numérico por simulación con la finalidad de validar la pérdida del flujo de calor en los canales de ventilación (García-León & Pérez Rojas, 2017) (García-León, 2017b) (García-León, 2014) (García-León & Flórez-Solano, 2017) (García-León & Flórez-Solano, 2016) (García-León, Flórez-Solano, & Rodríguez-Castilla, 2019b).

Asimismo, han propuesto un nuevo arreglo de los alabes de ventilación de un freno de disco y se ha comparado su eficiencia a través de datos numéricos y experimentales utilizando diferentes pruebas de laboratorio (García-León, Echavez-Díaz, & Flórez-Solano, 2018) (García-León, Rivera López, Quintero-Orozco, & Gutiérrez-Paredes, 2019) (Echavez-Díaz & Quintero-Orozco, 2017) (Acosta Alvarez & Pareja Dangond, 2019).

2.2 Marco Conceptual

2.2.1 Sistema de frenos: El dispositivo de frenado de un automóvil reúne todos aquellos elementos cuya misión es la de disminuir o anular progresivamente la velocidad del vehículo, o mantenerlo inmovilizado cuando está detenido (Alonso Perez, 2014).

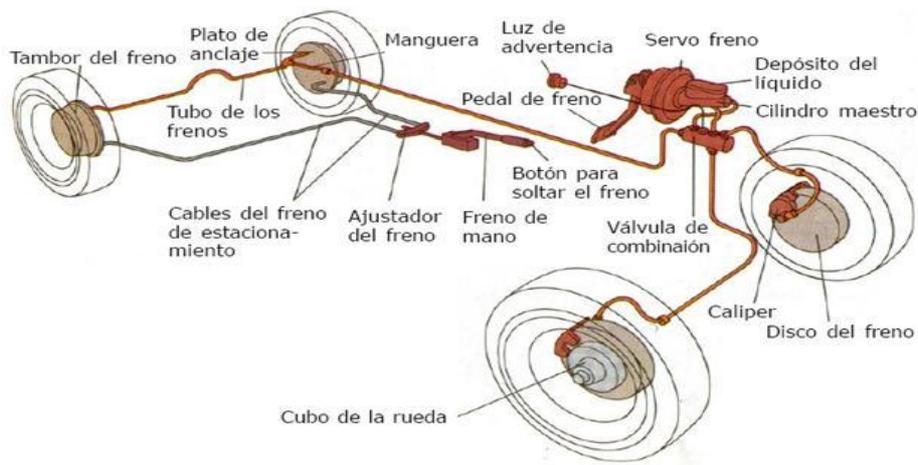


Figura 1. Sistema de frenos en un automóvil.

Fuente: (Del Angel, 2015) (García-León, Flórez-Solano, & Acevedo-Peñaloza, 2018a)

2.2.2 Frenos de fricción: Son los tipos más comunes utilizados, debido a la simplicidad de los mecanismos utilizados en su funcionamiento, se presionan dos o más superficies con una fuerza normal para crear un torque por la fricción. Las superficies de fricción deben ser planas y perpendiculares al eje de giro (Norton, 2011).

2.2.3 Freno de disco: Los frenos de disco de mordaza, como los de los automóviles, llevan almohadillas de fricción aplicadas tan sólo en una pequeña porción de la circunferencia del disco, dejando el resto del disco expuesto para fines de enfriamiento (Norton, 2011).

2.2.4 Fuerza de fricción: Este fenómeno se presenta cuando un objeto está en movimiento ya sea sobre una superficie o en un medio viscoso como aire o agua, existe resistencia al movimiento porque el objeto interactúa con su entorno (Serway & Jewett, 2008).

2.2.5 Fuerza normal: Esta fuerza actúa perpendicularmente sobre el área. Esta se desarrolla siempre que las fuerzas externas tiendan a empujar o jalar sobre los dos segmentos del cuerpo (Beer, Johnston, Dewolf, & Mazurek, 2010).

2.2.6 Esfuerzo: Es una propiedad de estado en un punto específico dentro de un cuerpo, la cual es una función de la carga, la geometría, la temperatura y el proceso de manufactura (Budynas & Nisbett, 2008).

2.2.7 Resistencia de material: Es una propiedad interna de un material o de un elemento mecánico, por la selección de un material particular, un proceso o ambos (Budynas & Nisbett, 2008).

2.2.8 Cojinete de rodamiento: Los términos cojinete de contacto rodante, cojinete antifricción y cojinete de rodamiento se emplean para describir la clase de cojinete en la cual se transfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante (Budynas & Nisbett, 2008).

2.2.9 Análisis de elementos finitos: El análisis del comportamiento de elementos mecánicos sencillos como vigas, barras simples, etc. puede efectuarse mediante métodos matemáticos relativamente simples. No obstante, muchas partes de maquinaria poseen geometrías complejas donde los análisis convencionales no son aplicables. Es por ello que el método de análisis de elementos finitos o FEA por sus siglas en inglés, representa una herramienta adecuada para este tipo de situaciones debido a que este provee un método efectivo y relativamente simple de dar soluciones aproximadas a situaciones complejas mediante el uso de la potencia de cálculo de las computadoras actuales. Los análisis de FEA

son aplicables a diversos fenómenos como la transferencia de calor, análisis de esfuerzos, mecánica de fluidos entre otros, para los cuales existen software como ANSYS o SolidWorks que permiten realizar estos estudios para obtener resultados aproximados (Budynas & Nisbett, 2008).

2.3 Marco Teórico

2.3.1 Frenos de disco: El freno de disco opera reduciendo la velocidad de giro en un eje por la aparición de un par de frenado generado cuando el disco en rotación entra en contacto con las pastillas de freno. La magnitud del par de freno depende de la geometría de los elementos, de los materiales de los elementos en fricción, así como de la fuerza que empuja las pastillas contra el disco (Budynas & Nisbett, 2008). La figura 3 muestra un modelo idealizado de un freno de disco, mediante el cual se deducen las ecuaciones que relacionan las variables anteriores.

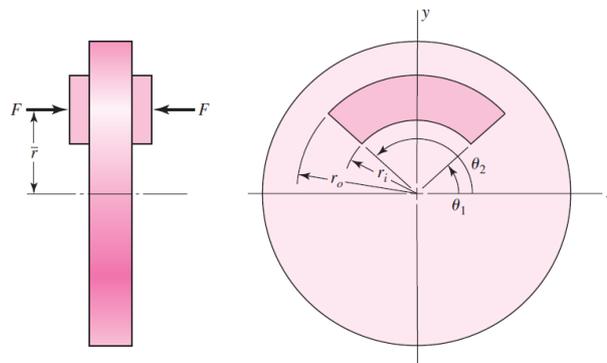


Figura 2. Modelo idealizado de un freno de disco

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

Teniendo en cuenta lo anterior, la fuerza de empuje sobre las pastillas de freno, donde p es la presión en la superficie de la pastilla, se puede calcular utilizando la siguiente ecuación

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} p r \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) \int_{r_i}^{r_o} p r \, dr \quad \text{Ec. (1)}$$

El torque generado por la pastilla de freno, donde f es el coeficiente de fricción, se puede calcular utilizando la siguiente ecuación 2:

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} f p r^2 \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) f \int_{r_i}^{r_o} p r^2 \, dr \quad \text{Ec. (2)}$$

El radio equivalente es el lugar en la superficie del disco de freno donde actuaría una fuerza puntual igual a la resultante de las fuerzas de fricción y que produciría un torque igual al que genera la fricción de la pastilla y se expresa en la ecuación 3.

$$r_e = \frac{T}{fF} = \frac{\int_{r_i}^{r_o} p r^2 \, dr}{\int_{r_i}^{r_o} p r \, dr} \quad \text{Ec. (3)}$$

La coordenada de la ubicación de la fuerza de empuje F , donde M_x es la suma de momentos en el eje x , se puede calcular utilizando la siguiente ecuación 4:

$$\bar{r} = \frac{M_x}{F} = \frac{(\cos \theta_i - \cos \theta_2)}{\theta_2 - \theta_1} r_e \quad \text{Ec. (4)}$$

2.3.2 Coeficiente de fricción. Dependiendo de si existe movimiento entre los elementos que están en rozamiento, el coeficiente de fricción es dinámico si existe movimiento y estático si los elementos en contacto se mantienen sin movimiento relativo. Se representa por

la letra griega μ y es el cociente entre la fuerza de rozamiento y la fuerza normal, como se muestra en la siguiente expresión:

$$\mu = \frac{Fr}{Fn}$$

2.3.3 Fallas a carga estática, teoría del esfuerzo cortante máximo. La teoría del esfuerzo cortante máximo estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento, iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir (Budynas & Nisbett, 2008). El esfuerzo cortante máximo en un elemento τ_{\max} se presenta en un plano orientado a 45° de la superficie en tensión, como se muestra en la siguiente ecuación 5:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma}{2} \quad \text{Ec. (5)}$$

Siendo σ = Esfuerzo normal

Por lo tanto, para la condición de esfuerzo general se tienen las siguientes ecuaciones 6 y 7:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{Ec. (6)}$$

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad \text{Ec. (7)}$$

Incorporando el factor de seguridad n , se tiene las siguientes ecuaciones 8 y 9:

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2n} \quad \text{Ec. (8)}$$

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (9)}$$

Debido a que el esfuerzo plano ocurre cuando una de las componentes σ_1 , σ_2 o σ_3 se hace 0 y tomando en cuenta la convención de que $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, la ecuación # se modifica de tres maneras distintas.

$$\text{Caso 1. } \sigma_A \geq \sigma_B \geq 0; \quad \sigma_1 = \sigma_A \quad \text{Y} \quad \sigma_3 = 0$$

$$\sigma_A \geq S_y$$

$$\text{Caso 2. } \sigma_1 \geq 0 \geq \sigma_B; \quad \sigma_1 = \sigma_A \quad \text{Y} \quad \sigma_3 = \sigma_B$$

$$\sigma_A - \sigma_B \geq S_y$$

$$\text{Caso 3. } 0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B; \quad \sigma_1 = 0 \quad \text{Y} \quad \sigma_3 = \sigma_B$$

$$\sigma_B \geq -S_y$$

Estas ecuaciones se representan gráficamente en la siguiente figura 3.

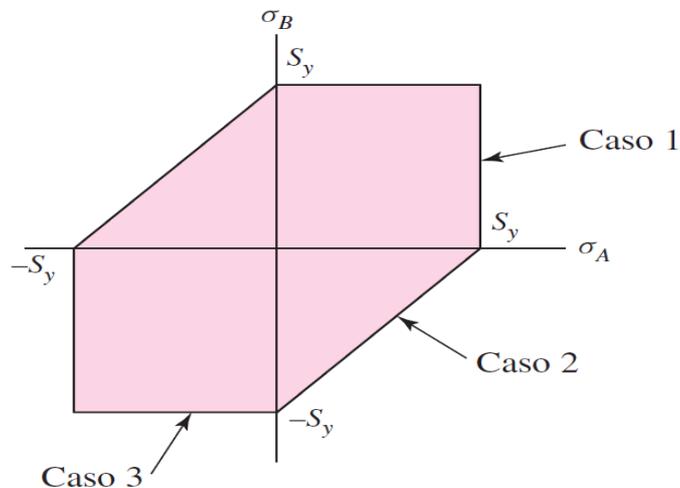


Figura 3. Representación gráfica de la ECM.

Fuente : (Budynas & Nisbett, 2008).

2.3.4 Diseño de ejes para el esfuerzo. En el diseño de ejes no es necesario analizar todos los puntos, sino en ubicaciones donde existan grandes momentos flectores, concentraciones de esfuerzos o en superficies exteriores y regiones donde exista torsión. Un

momento flector constante producirá un momento completamente reversible en un eje que gira. En general los esfuerzos normales debido a cargas axiales transmitidas por elementos como engranes o poleas son despreciables comparados por los esfuerzos producidos por un momento flector grande (Budynas & Nisbett, 2008). En general las cargas axiales son comparativamente menores en ubicaciones críticas donde domina el esfuerzo a flexión y la torsión, por ello y teniendo en cuenta un perfil circular para el eje, los esfuerzos fluctuantes vienen dados por las siguientes ecuaciones 10 a la 13:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (10)}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (11)}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (12)}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (13)}$$

Dónde:

σ_a = Esfuerzo normal alterante

σ_m = Esfuerzo normal medio

τ_a = Esfuerzo cortante alterante

τ_m = Esfuerzo cortante medio

K_f = Factor de concentración de esfuerzo por fatiga en flexión

K_{fs} = Factor de concentración de esfuerzo por fatiga en torsión

M_a = Momento de flexión alternante

M_m = Momento medio

T_a = Torque alternante

T_m = Torque medio

d = Diámetro del eje

Al combinar estos esfuerzos de acuerdo Esfuerzo en ejes con la teoría de la energía de distorsión, se tienen los esfuerzos equivalentes de Von Mises teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones 14 y 15:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (14)}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (15)}$$

Estos esfuerzos combinados son evaluados por medio de diversos criterios de falla para obtener los diámetros de diseño del eje y su factor de seguridad. En este trabajo solo se tendrá en cuenta la teoría de falla de Goodman ya que supone un alto factor de seguridad.

Las siguientes ecuaciones 16 y 17 de Goodman se utilizan para determinar el criterio de falla de en materiales dúctiles por fatiga.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \quad \text{Ec. (16)}$$

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. (17)}$$

2.3.5 Selección de cojinetes de elementos rodantes. Luego de seleccionar el tipo de cojinete que se requiere, seleccionar el tamaño adecuado para este dependerá de las magnitudes de las cargas aplicadas y de la vida de fatiga deseada. Por medio de estudios de laboratorio se ha demostrado la relación entre la vida a la fatiga L_{10} , la carga constante aplicada P y la carga dinámica base C propia del cojinete (Norton, 2011).

Para cojinetes de bolas se utiliza la siguiente ecuación 20:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad \text{Ec. (20)}$$

Y para cojinetes de rodillos, la siguiente ecuación 21:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \quad \text{Ec. (21)}$$

2.3.6 Tornillos, uniones no permanentes, rigidez del sujetador. Si se considera un tornillo o sujetador como el que se muestra en la figura 4, como un cuerpo elástico, dado que posee dichas propiedades, la relación entre carga y deformación dependen de una constante elástica k . En la longitud de un tornillo existen dos zonas diferenciadas, la parte roscada y la parte lisa, cada una de estas con una constante k distinta.

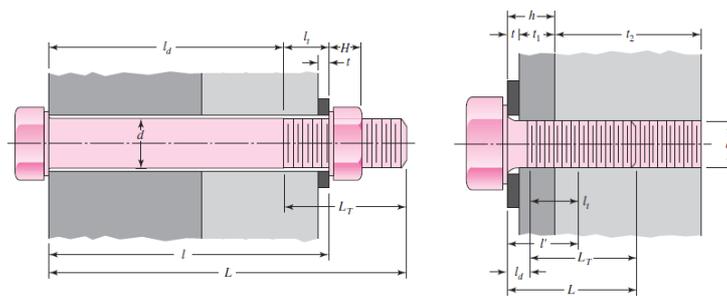


Figura 4. Medidas importantes en pernos y tornillos

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Para encontrar la constante total del perno este se modela como dos resortes en serie, con una constante total k como se muestra en la siguiente ecuación 22 y 23 (Budynas & Nisbett, 2008).

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad \text{Ec. (22)}$$

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{Ec. (23)}$$

Donde:

A_t = Es el área de la sección roscada.

l_t = Es la longitud de la sección roscada.

A_d = Es el área de la sección sin rosca.

l_d = Es la longitud de la sección sin rosca.

E =Es el módulo de elasticidad.

2.3.7 Tornillos, uniones no permanentes, rigidez del elemento. Es considerado agarre a la longitud existente entre las caras internas de las arandelas en una unión con pernos. En este lugar es donde se encuentran los elementos que se van a sujetar. Simplificando estos elementos como resortes en serie y debido a que pueden existir más de dos elementos, la siguiente ecuación 24 relaciona la rigidez:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad \text{Ec. (24)}$$

Una aproximación a la deformación que ocurre entre las partes unidas mediante pernos se obtiene considerando la deformación de un tronco de cono como se presenta en la figura 5.

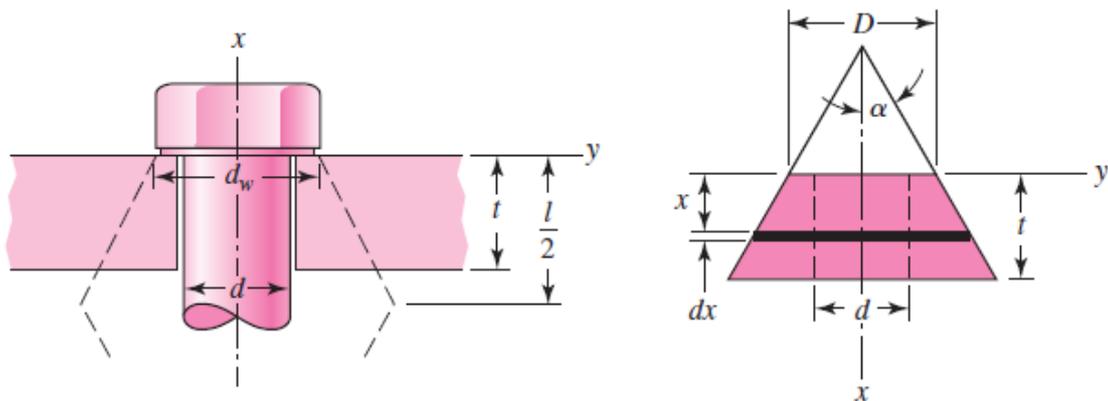


Figura 5. Partes unidas con tornillos.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

De la anterior figura 5, se obtiene la siguiente ecuación 25 que relaciona la deformación y la carga del elemento.

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\text{Ln} \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}} \quad \text{Ec. (25)}$$

Esta ecuación se resuelve por separado para cada tronco de cono y se evalúa en la ecuación anterior para obtener k_m .

2.3.8 Uniones a tensión cargadas en forma estática con precarga. Cuando a una unión con pernos se aplica una carga de tensión externa, parte de esta se absorbe por los elementos que se juntan y otra por el perno (Budynas & Nisbett, 2008). La constante de rigidez de la unión es el factor mediante el cual se calcula la fuerza que adsorbe cada parte de la unión, teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones 26, 27 y 28:

$$F_b = CP + F_i \quad \text{Ec. (26)}$$

$$F_m = (1 - C)P + F_i \quad \text{Ec. (27)}$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ec. (28)}$$

Factor de seguridad contra la separación, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación 29:

$$n_0 = \frac{F_i}{(1 - C)P} \quad \text{Ec. (29)}$$

Posteriormente, la relación de par de torsión y tensión en el perno, se calcula teniendo en cuenta la siguiente ecuación 30 y 31:

$$K = \left(\frac{d_m}{2d} \right) \left(\frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{1 - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + 0.625f_c \quad \text{Ec. (30)}$$

$$T = KF_i d \quad \text{Ec. (31)}$$

2.4 Marco Legal

Las bases legales que sustentan este proyecto están contempladas en la Constitución Política de Colombia, en la Universidad francisco de Paula Santander Ocaña y las normas internacionales que se mencionan a continuación.

2.4.1 A nivel internacional

Norma ASTM A 36/A 36M – 00a. Norma emitida por la asociación americana de ensayo de materiales, la cual se encarga de proveer los parámetros para diseño y selección de elementos de sujeción de estructuras.

Norma ASTM A 66-01. Norma emitida por la asociación americana de ensayo de materiales que se encarga de dar dimensiones específicas de tolerancias, deformaciones y elongaciones permisibles en tornillos de acero y además especifica algunos de los calibres comerciales

ANSI/AWS D1.4. (Structural Welding Code – Reinforcing Steel) norma emitida por el Instituto Nacional Estadounidense de Estándares y la sociedad americana de soldadura, la cual expone requisitos para la calidad de procesos de soldadura.

2.4.2 A nivel nacional

NTC 2506. Esta norma identifica y describe métodos de protección aplicables a secciones que presentan riesgo en maquinaria, indicando los criterios que se deben tener en cuenta para el diseño, construcción y aplicación de tales medios.

NTC OHSAS 18001. Estas son normas que se refieren a la seguridad y salud en el lugar, sitio o herramienta de trabajo y se ha creado para ser compatible con ISO 9001 e ISO 14001. Es la encargada reducir los riesgos asociados con la salud y la seguridad en el entorno de trabajo para los empleados, clientes y el público

Norma NTC 1560. Se encarga de verificar de dos tipos de aceros utilizados para la fabricación de estructuras

RESOLUCIÓN NÚMERO 4983, Ministerio de comercio, industria y turismo, Bogotá, Colombia, 22 de diciembre del 2011. Por la cual se expide el reglamento técnico aplicable a sistemas de frenos o sus componentes para uso en vehículos automotores o en sus remolques, que se importen o se fabriquen nacionalmente para su uso o comercialización en Colombia

Constitución política de Colombia

Artículo 71. La búsqueda del conocimiento y la expresión artística son libres. Los planes de desarrollo económico y social incluirán el fomento a las ciencias y, en general, a la cultura. El Estado creará incentivos para personas e instituciones que desarrollen y fomenten la ciencia y la tecnología y las demás manifestaciones culturales y ofrecerá estímulos especiales a personas e instituciones que ejerzan estas actividades.

Artículo 61. El Estado protegerá la propiedad intelectual por el tiempo y mediante las formalidades que establezca la ley.

NTC 2050. Esta normativa es la concerniente a la manipulación de todos los elementos eléctricos de los sistemas, y fundamentalmente tiene los siguientes objetivos.

Salvaguardia. El objetivo de este código es la salvaguardia de las personas y de los bienes contra los riesgos que pueden surgir por el uso de la electricidad.

Provisión y suficiencia. Este código contiene disposiciones que se consideran necesarias para la seguridad. El cumplimiento de las mismas y el mantenimiento adecuado darán lugar a una instalación prácticamente libre de riesgos, pero no necesariamente eficiente, conveniente o adecuada para el buen servicio o para ampliaciones futuras en el uso de la electricidad. Nota. Dentro de los riesgos, se pueden resaltar los causados por sobrecarga en instalaciones eléctricas, debido a que no se utilizan de acuerdo con las disposiciones de este código. Esto sucede porque la instalación inicial no prevé los posibles aumentos del consumo de electricidad. Una instalación inicial adecuada y una previsión razonable de cambios en el sistema, permitirá futuros aumentos del consumo eléctrico.

Intención. Este código no tiene la intención de marcar especificaciones de diseño ni de ser un manual de instrucciones para personal no calificado

2.4.3 A nivel regional.

Universidad francisco de paula Santander. Acuerdo 065 de 1996. El cual establece el estatuto estudiantil que es el regente actual en la institución.

Artículo 140. El estudiante podrá optar por una de las siguientes modalidades del trabajo de grado:

- a. Proyecto de Investigación

- ✓ Monografía
- ✓ Trabajo de Investigación: Generación o aplicación de conocimientos
- ✓ Sistematización del conocimiento.

b. Proyecto de Extensión.

- ✓ Trabajo social
- ✓ Labor de consultoría en aquellos proyectos en los cuales participe la Universidad.
- ✓ Pasantía
- ✓ Trabajo dirigido

PARÁGRAFO 1. El estudiante podrá optar como componente alterna al proyecto de grado, créditos especiales como cursos de profundización académica o exámenes preparatorios.

PARÁGRAFO 2°. Para algunos Planes de Estudio y de acuerdo a sus características el Consejo Académico podrá obviar la presentación del trabajo de grado.

Artículo 141. El proyecto de grado incluye las siguientes etapas:

a. Presentación del anteproyecto o plan de trabajo según corresponda a la modalidad del proyecto seleccionado.

b. Desarrollo de la investigación o ejecución física del proyecto.

c. Sustentación de la investigación y/o verificación o aval de la realización del proyecto.

PARÁGRAFO. Para todas las modalidades de proyecto de grado, el estudiante deberá presentar un informe final avalado por su director.

Artículo 142. Las condiciones y procedimientos para la presentación, desarrollo y evaluación de cada una de las modalidades de trabajo de grado, o sus componentes alternas, harán parte de la reglamentación específica de cada facultad, para cada plan de estudios.

PARÁGRAFO. La Universidad incorporará los trabajos de grado, como componente básico de su hacer y creará bancos de proyectos en los Departamentos Académicos y en la Vicerrectoría

Capítulo 3. Metodología

3.1 Tipo de Investigación

La realización de este proyecto, se desarrolló teniendo en cuenta un tipo de investigación de profundidad descriptiva, debido a que se diseñaron todos los elementos que conforman la máquina realizando postulados numéricos que permiten conocer el comportamiento teórico de los componentes y características de un banco. Asimismo, conto con un propósito básico debido a que se presentaron los cálculos y demás consideraciones de diseño para una posterior construcción, brindando la búsqueda de una solución inmediata a un problema a través de la confrontación entre los fundamentos teóricos y la realidad. Finalmente, el diseño de la investigación fue de tipo documental teniendo en cuenta la utilización de teorías y cálculos a realizarse brindado una solución y aportación al nuevo conocimiento.

3.1.1. Etapas del proyecto.

FASE I. Definir el proceso de diseño mecánico para un banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de freno de disco automotrices.

Actividad 1. Especificar mediante teoría de diseño los pasos necesarios para generar un apropiado diseño mecánico para el banco de pruebas.

FASE II. Reconocer la necesidad y definir el problema de diseño mecánico del banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de freno de disco automotrices.

Actividad 1. Identificar la necesidad de contar con banco de pruebas idóneo para llevar a cabo actividades de investigación frente a los sistemas de freno de disco automotrices por parte de la UFPSO.

Actividad 2. Describir y analizar los principales elementos que conforman los sistemas de freno de disco automotrices.

Actividad 3. Definir el problema de diseño por medio de la determinación de sus especificaciones técnicas.

FASE III. Calcular mediante teorías de diseño y evaluar mediante SolidWorks Simulation los elementos mecánicos que conforman el diseño mecánico del banco de pruebas.

Actividad 1. Identificar los elementos o sistemas mecánicos necesarios para generar una solución de diseño mecánico para el banco de pruebas

Actividad 2. Generar y evaluar modelos conceptuales del banco de pruebas.

Actividad 3. Calcular los elementos mecánicos que conforman el banco de pruebas

Actividad 4. Evaluar el comportamiento en condiciones de carga estática del bastidor y el elemento denominado porta pinza con el uso del complemento Simulation de SolidWorks.

FASE IV. Presentar el diseño mecánico del banco de pruebas mediante modelos generados en SolidWorks.

Actividad 1. Realizar una descripción del banco de pruebas y de los elementos que lo constituyen.

3.2 Presupuesto

RUBRO	FUENTE DE FINANCIACIÓN		CONTRAPARTIDA		TOTAL
	(ufpso)		(Estudiante)		
	Efectivo		Efectivo	Especie	
EQUIPOS -					
HERRAMIENTAS ¹	-		-	-	-
LICENCIAS DE SOFTWARE	5.000.000		-	-	5.000.000
REACTIVOS Y MATERIAL DE LABORATORIO	-		-	-	-
MATERIALES E INSUMOS	-		-	-	-
PAPELERÍA Y ÚTILES DE ESCRITORIO ²	-		100.000	-	100.000
SALIDAS DE CAMPO	-		-	-	-
SERVICIOS TÉCNICOS ³	-		-	-	-
DOCUMENTACIÓN Y BIBLIOGRAFÍA ⁴	250.000		-	-	250.000
ANÁLISIS Y PRUEBAS DE LABORATORIO	-		-	-	-

1. Adquisición o arrendamiento de herramientas y equipos; las herramientas o equipos adquiridos, pasarán a formar parte de la DIE una vez finalizado el proyecto de investigación.

2. El monto máximo que se aprueba por papelería es de Doscientos Mil Pesos (\$ 200.000)

3. Servicios Técnicos: análisis estadísticos, servicios de reprografía, mantenimiento y construcción de equipos requeridos para investigación.

4. Monto para compra de libros de \$250.000

RUBRO	FUENTE DE FINANCIACIÓN	CONTRAPARTIDA		TOTAL
	(ufpso)	(Estudiante)		
	Efectivo	Efectivo	Especie	
GASTOS DE VIAJE ⁵	-	50.000	-	50.000
INSCRIPCIÓN A PONENCIAS IMPREVISTOS (Pagos para)	-	300.000	-	300.000
TOTAL	-	-	-	5.800.000

3.3 Cronograma de actividades

ACTIVIDADES DEL PROYECTO	MESES							
	MES 1				MES 2			
	SEMANAS							
	1	2	3	4	1	2	3	4
FASE 1								
Actividad 1.								
Actividad 2.								
Actividad 3.								
Actividad 4.								
FASE 2								
Actividad 1.								
Actividad 2.								
Actividad 3.								
Actividad 4.								
FASE 3								
Actividad 1.								
Actividad 2.								
Actividad 3.								

5. En modalidad de ponencia o asesoría técnica externa relacionada con el desarrollo del proyecto. Solo se financia la participación como ponente hasta en un evento nacional y uno internacional.

Capítulo 4. Desarrollo de las fases del proyecto

4.1 FASE I. Definir el proceso de diseño mecánico para un banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de freno de disco automotrices.

4.1.1 Actividad 1. Definir mediante teoría de diseño los pasos necesarios para generar un apropiado diseño mecánico para el banco de pruebas.

El diseño mecánico es un proceso que busca resolver problemas o necesidades de índole mecánica, mediante la formulación de un plan compuesto de actividades complejas que se dividen en tareas más simples. Muchas tareas consisten en la toma de decisiones en las que la información disponible es escasa, apenas justa o extensa pero parcialmente contradictoria. Por ello es conveniente incluir en el diseño mecánico la posibilidad de realizar modificaciones conforme se obtenga nueva información para así tener control sobre variables que se pasaron por alto o no se conocían de antemano (Budynas & Nisbett, 2008).

En el proceso de generar un diseño mecánico, se distinguen una secuencia de etapas que se muestran en la Figura 6.



Figura 6. Fases del diseño mecánico.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Este esquema de etapas del proceso de diseño se relaciona con los objetivos del proyecto como se ve en la Figura 7.

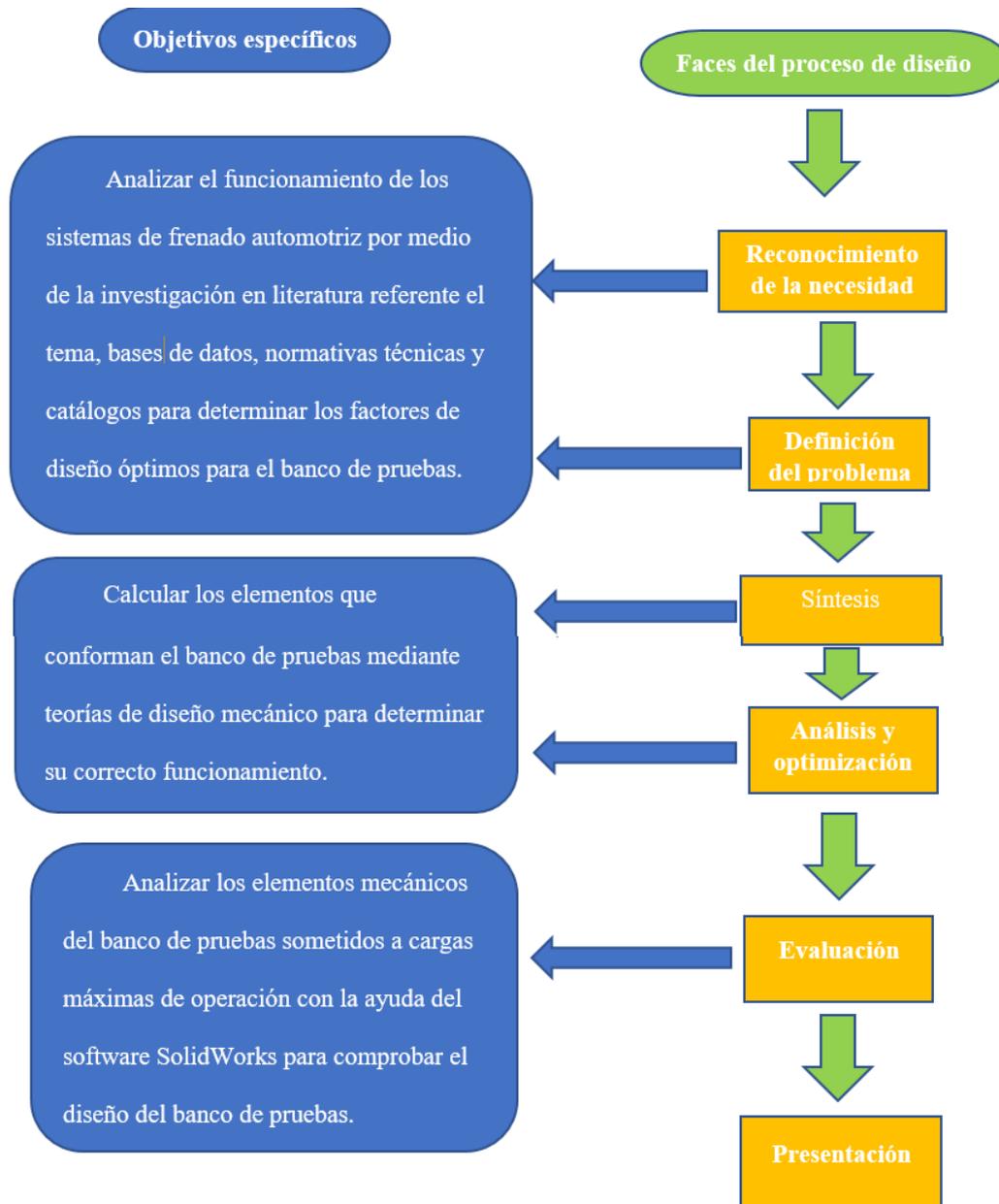


Figura 7. Fases del diseño mecánico y objetivos del proyecto.

Fuente: (Autor del proyecto)

Etapa 1. Reconocimiento de la necesidad. Es la base fundamental para comenzar el proceso de diseño, pues se identifica la necesidad que justifica e impulsa la generación de una solución mediante la aplicación de conocimientos propios de la ingeniería mecánica.

Debido a la estructura de este trabajo parte de esta tarea ya fue desarrollada en los puntos 1.1 Planteamiento del problema, 1.3 Descripción del problema y 1.5 Justificación, no obstante, con el fin de reducir ambigüedad, en el desarrollo de esta actividad se presentará la necesidad de manera organizada integrando lo expresado en los puntos mencionados.

Etapa 2. Definición del problema. Tiene como finalidad delimitar la necesidad expuesta en la etapa anterior de manera detallada por medio de especificaciones. Una especificación es cualquier cosa que limite las opciones de decisión en el proceso de diseño. Para este trabajo en la definición del problema se realizará mediante la definición clara de las especificaciones propias al diseño de un banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de frenos de discos automotrices para la universidad francisco de paula Santander Ocaña.

Etapa 3. Síntesis. En esta etapa se generan esquemas que conectan diferentes elementos que pueden dar solución a la necesidad objeto del diseño, estos esquemas son llamados también Modelos conceptuales. Estos modelos conceptuales son comparados, desechados u optimizados con el fin de obtener un diseño conceptual apropiado que sirva de base para la elección o cálculo de los elementos lo conforman.

Etapa 4. Análisis y optimización. Luego de obtener un diseño conceptual apropiado, este se analiza y optimiza. Para efectos en el presente trabajo en esta etapa se seleccionan y

calculan los elementos que conformaran el diseño mecánico del banco de pruebas para analizar el comportamiento tribológico de los sistemas de frenos de disco automotrices generando así una posible solución satisfactoria a la necesidad.

Etapa 5. Evaluación. Este es el punto del proceso de diseño donde se comprueba el diseño mecánico obtenido puede solucionar la necesidad definida en etapas anteriores del proceso de diseño. Para el trabajo se analizarán y evaluarán los componentes importantes que conforman el banco de pruebas mediante la simulación del comportamiento de estos en la carga máxima de operación mediante el uso de la herramienta CAD SolidWorks.

Etapa 6. Presentación. Como etapa final del proceso de diseño mecánico del banco de pruebas este se presentará mediante los modelos CAD y planos que representan el diseño mecánico del banco de pruebas.

4.2 FASE II. Reconocer la necesidad y definir el problema de diseño mecánico del banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de freno de disco automotrices.

4.2.1 Actividad 1. Reconocer la necesidad de contar con banco de pruebas idóneo para llevar a cabo actividades de investigación frente a los sistemas de freno de disco automotrices por parte de la UFPSO.

En la universidad Francisco de Paula Santander Ocaña se requiere contar con un banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de freno de disco

automotrices debido a que en el programa de ingeniería mecánica se han observado algunas iniciativas de investigación referente a dichos dispositivos de freno como por ejemplo los trabajos de (García León, 2014) y (Quintero Orozco & Echavez Diaz, 2017). Demostrando que el estudio de los sistemas de frenos es un campo de donde se puede generar contenido científico.

Además, es también necesario contar con este equipo de pruebas para la realización de prácticas por parte de los estudiantes para así lograr integrar los conocimientos teóricos con los fenómenos que estos describen en la realidad y así contribuir con la formación integral de los mismos.

4.2.2 Actividad 2. Describir y analizar los principales elementos que conforman los sistemas de freno de disco automotrices.

Disco de freno. Es el elemento del sistema de frenos que gira solidario al cubo de la rueda en el automóvil. Casi todos los discos de freno se fabrican de fundición gris perlítica y aleación de cromo. En su geometría se distinguen dos partes, que son; las pistas y la campana. Las pistas son la parte del disco que entra en contacto con las pastillas de freno para producir rozamiento, mientras que la campana es la parte donde se encuentran los agujeros para los pernos que sujetan el disco al cubo de la rueda y un agujero central que da acceso a la tuerca de la flecha de transmisión. (García León, 2014).

En el disco de freno se genera fuerzas de fricción en las superficies de las pistas que intentan detener su rotación y en consecuencia detener o reducir la velocidad del vehículo. Estas fuerzas de fricción en las pistas generan el calentamiento del disco que de esta manera

disipa gran parte de la energía cinética del vehículo en movimiento por medio de mecanismos de transferencia de calor que transmiten esta energía a la atmosfera.

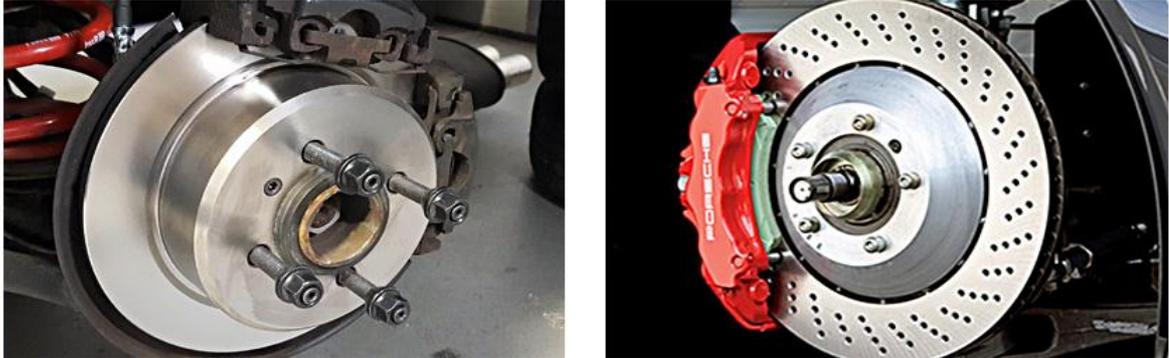


Figura 8. Discos de freno macizo y ventilado.

Fuente: (Autocosmos.com, 2014)

En los discos de freno automotrices se distinguen dos tipos; los discos macizos y los discos ventilados. La diferencia entre estos se encuentra en la manera como disipan el calor que produce la frenada, siendo más eficiente en esta tarea el disco de freno ventilado, pues posee conductos entre las pistas por donde circula aire que es impulsado por la misma rotación y forma de este, contribuyendo a disipar la energía térmica más rápidamente que un disco de freno macizo que no posee estos mecanismos.

Pinza de freno. Es el elemento del sistema de frenos que tiene como función presionar las pastillas de freno contra el disco. Estas se clasifican según como es el mecanismo que se utiliza para convertir y transmitir la fuerza que empuja las pastillas, fuerza que se genera por la expansión de uno o más pistones accionados por la presurización del líquido de frenos.

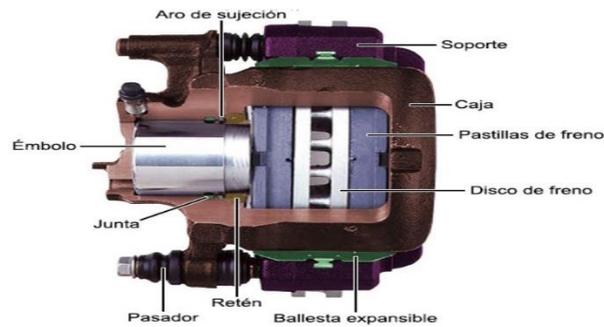


Figura 9. Pinza de freno.

Fuente: (Aficionadosalamecanica.com)

Pinza flotante. Es el tipo de pinza más usado en la industria automotriz, sus principales elementos se muestran en la Figura 9, el cual está constituido principalmente por el soporte fijo que se conecta a la porta mangueta y la caja que tiene una pequeña libertad de movimiento debido a que se une con el soporte mediante un pasador que les permite tener un movimiento deslizante perpendicular a las pistas del disco. También en la caja se encuentra un cilindro y un embolo, así como los soportes que mantienen a las pastillas en su lugar.

El funcionamiento de una pinza flotante se muestra en la figura 10, el cual se basa en la expansión del volumen de aceite que existe entre el cilindro y el embolo. Esto produce que el embolo mueva y presione la pastilla de freno interior, lo que genera fuerzas de reacción en el cuerpo de la caja. Esto provoca que la caja se deslice sobre los pasadores de manera opuesta al movimiento del embolo ubicando la pastilla exterior en contacto con las pistas del disco y de esa manera generar fueras iguales y con sentidos opuestos en las superficies de contacto de las pastillas.

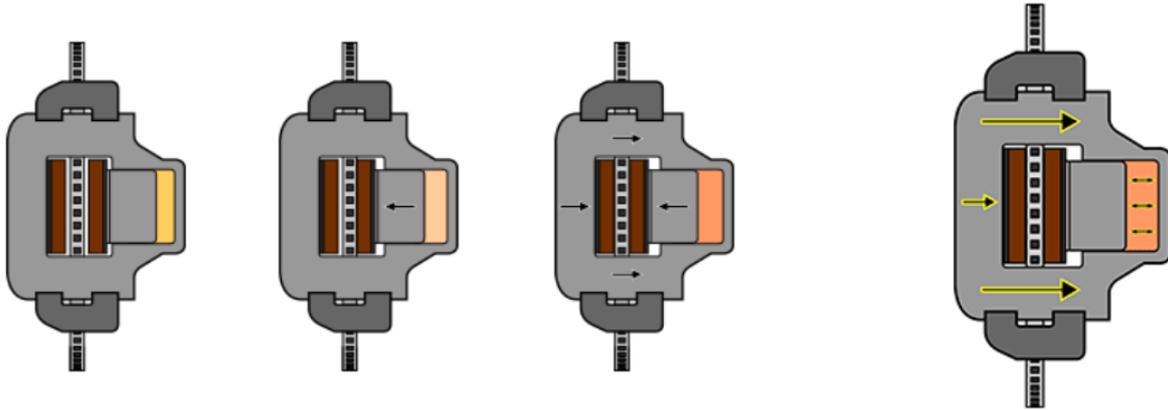


Figura 10. Pinza de flotante.

Fuente: (Autocosmos.com, 2014)

Pastillas de freno. Son los elementos que van montados en la pinza de freno y junto con el disco generan la fuerza de fricción que detiene a un vehículo.

Bomba de frenos. También llamado cilindro maestro, es el elemento de un sistema de frenos de disco que transforma la fuerza ejercida por el conductor más la asistencia del servofreno en presión en el líquido de frenos que se comunica a la pinza mediante conductos. Posee dos cámaras de presión separadas que alimentan cada circuito hidráulico, además la bomba este acoplado con un tanque que contiene un reservorio de líquido de frenos.

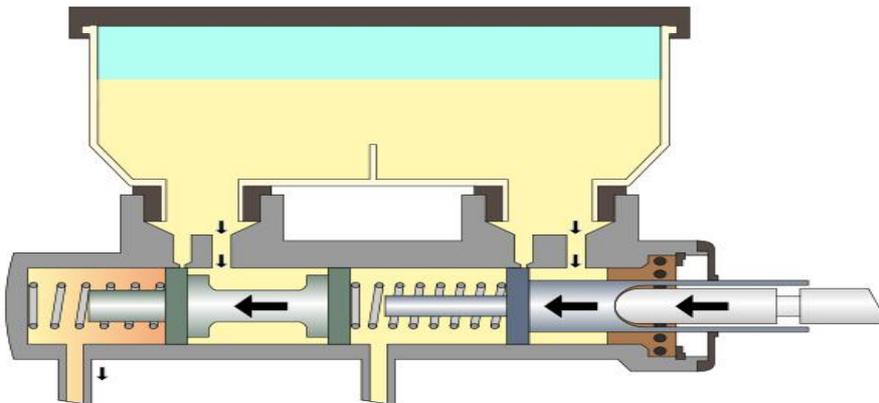


Figura 11. Cilindro maestro.

Fuente: (tusfrenos.mx, 2017)

4.2.3 Actividad 3. Definir el problema de diseño por medio de la determinación de sus especificaciones técnicas.

Todas las referencias a partes automotrices se tomarán con base a las del automóvil Chevrolet Spark debido a que es un vehículo liviano ya que estas autopartes son fáciles de encontrar en los distribuidores de piezas de recambio en la región.

Especificaciones.

- ✓ Velocidad angular del disco de freno. Para encontrar esta velocidad angular se tomará las especificaciones para las llantas del tren delantero del Chevrolet Spark que tiene una relación de aspecto 165/65 R13 y poseen un radio de 437.45mm lo que en un automóvil a 150 km/h produce una velocidad angular de 95,24 Rad/s en el disco de freno.
- ✓ El banco de pruebas debe tener la capacidad de generar torque en el eje de un disco de freno equivalente a una fuerza de frenado de hasta 100N en el dispositivo de freno.
- ✓ Torque. Debido a que la fuerza de frenado actúa en la superficie de la llanta en contacto con el suelo, una fuerza de frenado de 100N produciría un torque de
- ✓ Debe tener una configuración que permita la automatización del banco de pruebas con el fin de realizar mediciones del coeficiente de fricción y la temperatura en la superficie del disco de freno.

- ✓ El diseño mecánico del banco de pruebas debe orientarse para que este pueda ser construido en las instalaciones y con las herramientas que posee la universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.

- ✓ El disco de freno, así como los demás componentes automotrices que se requieren utilizar deben ser representativos de un automóvil liviano.

4.3 FASE III. Calcular mediante teorías de diseño y evaluar mediante SolidWorks Simulation los elementos mecánicos que conforman el diseño mecánico del banco de pruebas.

Según lo expuesto en las especificaciones puede deducirse que el banco de pruebas debe ser una máquina que pueda acoplar un disco de freno a un sistema de transmisión que reciba potencia de un motor, que también provea los medios para fijar una pinza de freno y algunos de los elementos del sistema de frenos que permitan el accionamiento de una pinza de frenos.

4.3.1 Actividad 1. Identificar los elementos o sistemas mecánicos necesarios para generar una solución de diseño mecánico para el banco de pruebas sistema de transmisión de potencia.

La transmisión de potencia desde un motor es una de las tareas más importantes asignadas a las máquinas. Estos sistemas de transmisión están constituidos generalmente por un eje o flecha donde son ubicados diversos elementos como; engranes, poleas o acoples que cumplen la función de modificar la geometría del movimiento que proviene del motor u otro mecanismo impulsor.

Elemento para la sujeción del disco de freno al sistema de transmisión.

Con el fin de determinar un medio adecuado para fijar el disco de freno al sistema de transmisión se analizarán dos opciones; utilizar el cubo de la rueda específico para el disco de freno ver o realizar el diseño de un elemento que cumpla con esta función.

Elemento para la sujeción de la pinza de freno.

Debido al requerimiento del banco de prueba de contar con la capacidad de medición del coeficiente de fricción en el sistema de freno, es necesario realizar un análisis de la pinza, con el fin de asegurar un medio para sujetar la pinza de freno al cuerpo del banco de pruebas que también permita la instalación de dispositivos electrónicos necesarios para la adquisición de datos.

Consideraciones sobre la medición de las fuerzas en la pinza de freno.

En la figura 12, se representa las fuerzas presentes en las pastillas en el proceso de frenado. La medición de las magnitudes de dichas fuerzas es fundamental para deducir el coeficiente de fricción. Las fuerzas normales F_n son transmitidas a las pastillas mediante el embolo y una superficie de contacto del cuerpo de la pinza flotante cuando la pinza sujeta las pastillas por la presurización del líquido de freno dentro del cilindro.

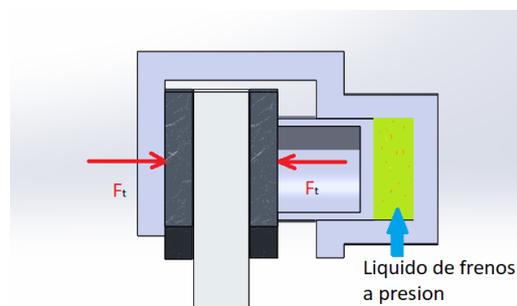


Figura 12. Fuerza normal en pastillas de freno

Fuente: (Autor del proyecto)

Medición de fuerzas normales. Para censar estas fuerzas se tienen dos opciones; medir la presión del líquido dentro del cilindro pues las fuerzas normales aplicadas a las pastillas dependen de esta, o modificar el sistema de la pinza para insertar celdas de carga entre las pastillas y la pinza.

Medición de fuerzas de rozamiento. Estas fuerzas presentan mayor dificultad en su censado pues la geometría de la pinza dificulta la implementación de células de carga que midan directamente estas fuerzas en las pastillas. Es por ello que surge la necesidad de diseñar un dispositivo que permita medir las fuerzas de rozamiento a partir de las reacciones que estas generan en el soporte fijo de la pinza como se muestra en la figura 13.

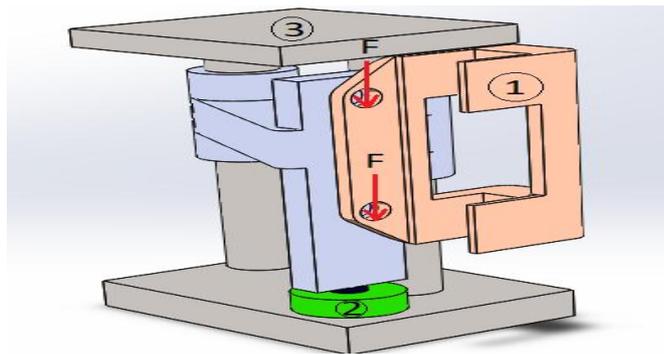


Figura 13 . Modelo de porta pinza.

Fuente: (Autor del proyecto)

El soporte de la pinza flotante, está marcado con el número 1 el cual puede transmitir las fuerzas de rozamiento que provienen de las pastillas de freno a el dispositivo de medición marcado con el número 2, representa una celda de carga u otro dispositivo que cumpla la función de medición de fuerza.

4.3.2 Actividad 2. Generar y evaluar modelos conceptuales del banco de pruebas.

Los siguientes diseños conceptuales se generaron mediante la herramienta de diseño SolidWorks, y son una representación gráfica de posibles soluciones de diseño del banco de pruebas que se utilizaran para identificar posibles fallos en los conceptos de diseño.

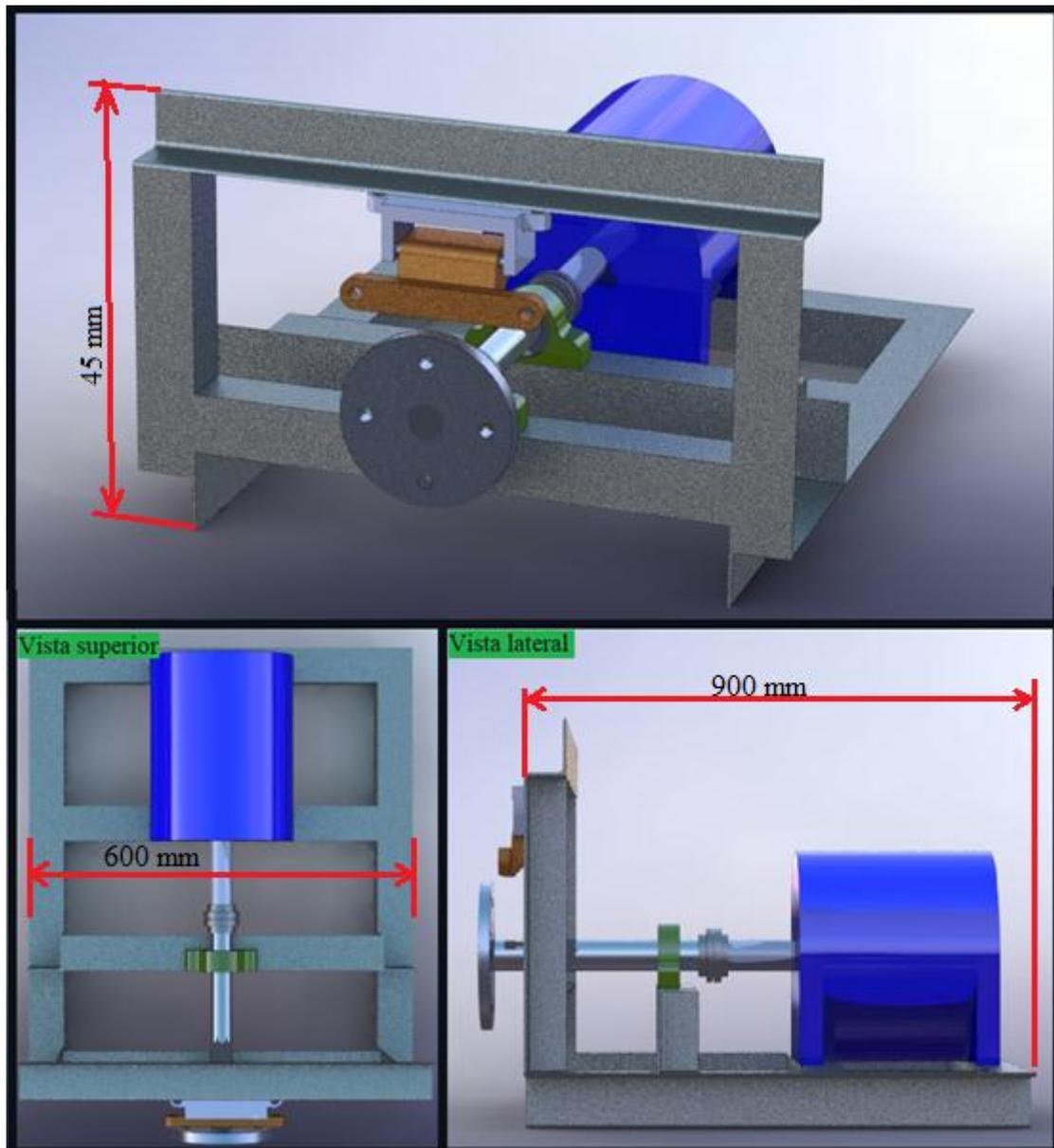
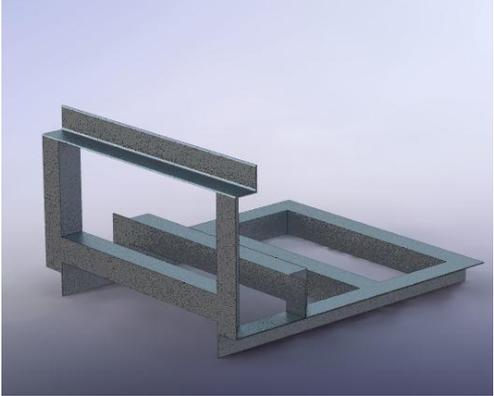
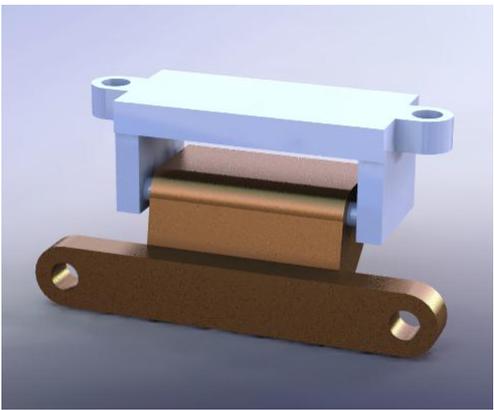
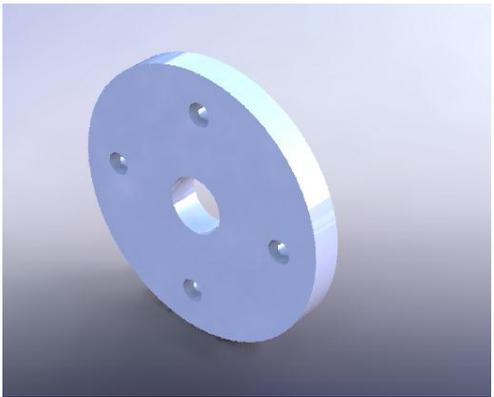


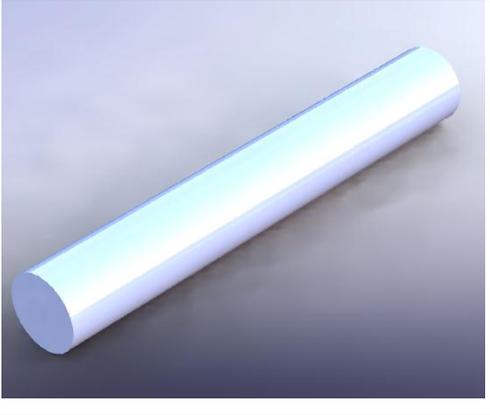
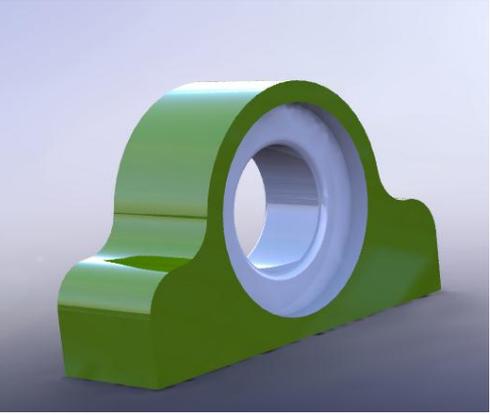
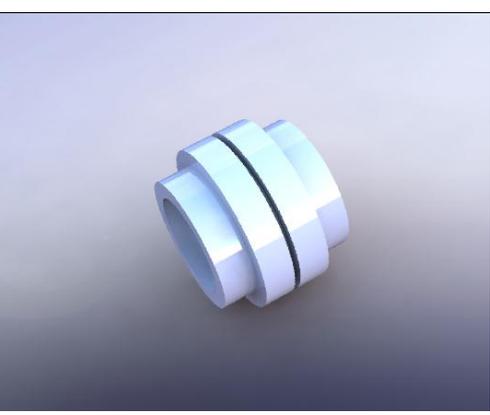
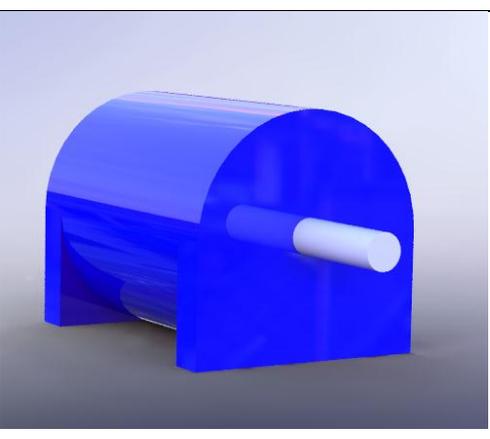
Figura 14. Diseño conceptual 1.

Fuente: (Autor del proyecto)

En la siguiente tabla 1, se muestra en detalle cada uno de los elementos que conforman la máquina que representa el diseño conceptual número 1.

Tabla 1. Elementos constitutivos del banco de pruebas, diseño conceptual 1.

	<p>Bastidor.</p> <p>Está constituido por hierro angular de perfil en L, sirve de soporte para los demás elementos.</p>
	<p>Adaptador de Pinza de freno.</p> <p>Consta de dos partes, una fija al bastidor y otra con deslizamiento oriental donde se atornilla la pinza de freno. Permite la instalación de dispositivos de medición para la fuerza de freno en la pinza.</p>
	<p>Porta disco.</p> <p>Es un disco con perforaciones para pernos, donde se sujeta el disco. Este dispositivo gira solidario al eje motriz.</p>

	<p>Eje motriz.</p> <p>Típico eje metálico, que transmite potencia del motor eléctrico al porta disco.</p>
	<p>Chumacera.</p> <p>Esta fija al bastidor, y soporta el eje permitiendo su movimiento rotacional.</p>
	<p>Dispositivo de acople.</p> <p>Conecta el eje del motor con el eje fijado al porta disco</p>
	<p>Motor Eléctrico 7.5hp.</p> <p>Provee la potencia al tren motriz.</p>

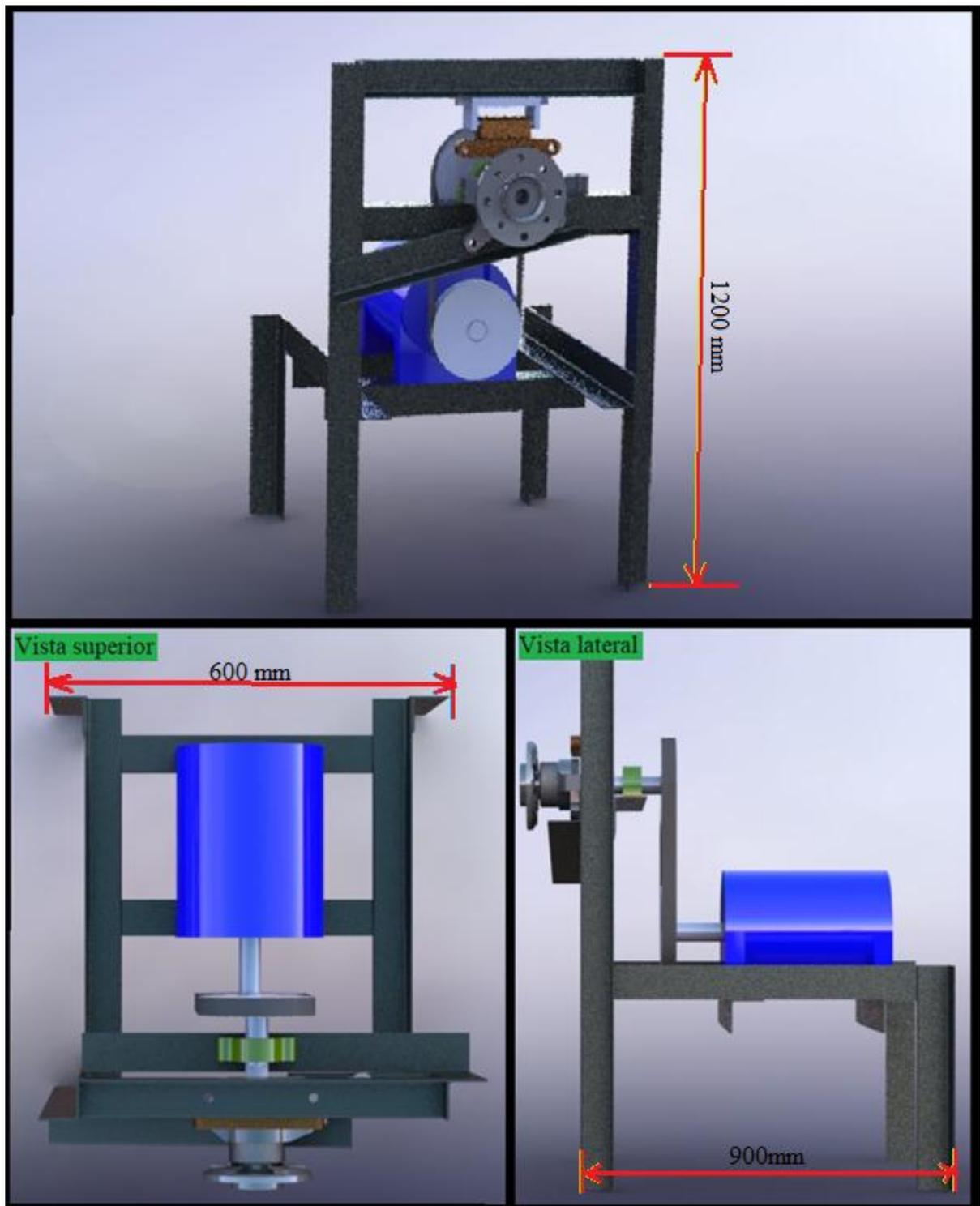
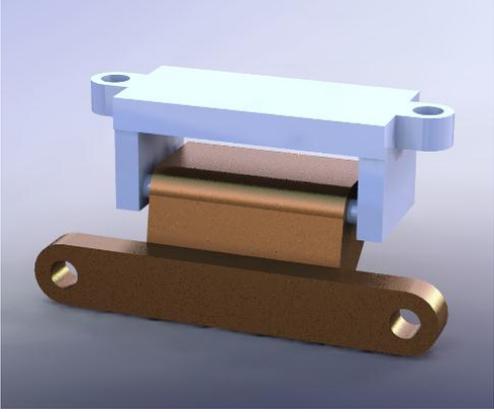
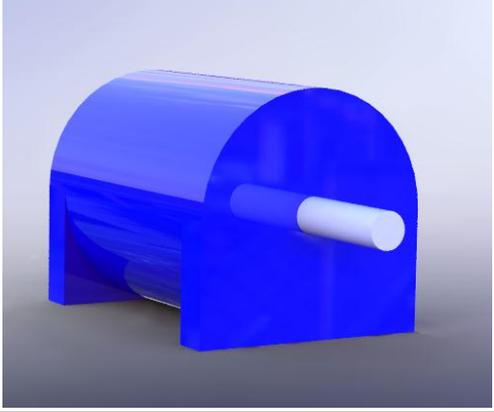
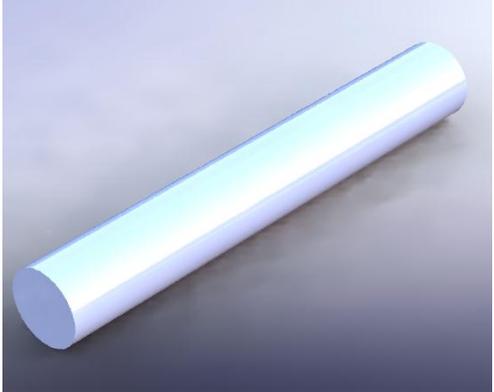


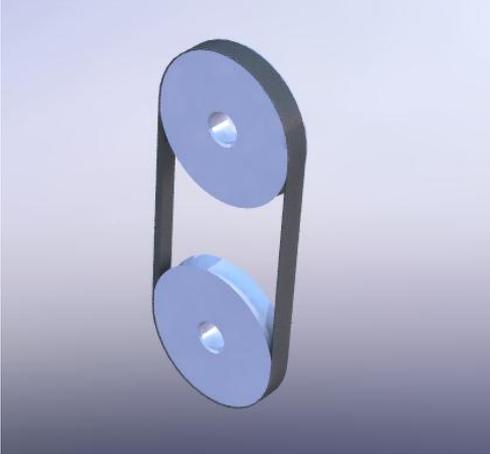
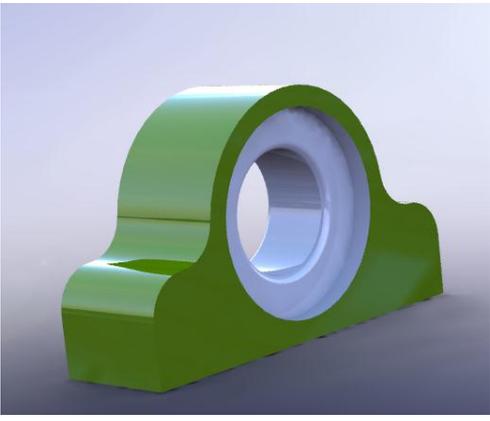
Figura 15. Diseño conceptual número 2.

Fuente: (Autor del proyecto)

En la siguiente tabla 2, se muestra en detalle cada uno de los elementos que conforman la máquina del diseño conceptual número 2.

Tabla 2. Elementos constitutivos del banco de pruebas, diseño conceptual 2.

	<p>Bastidor.</p> <p>Está constituido por hierro angular de perfil en L, sirve de soporte para los demás elementos.</p>
	<p>Adaptador de Pinza de freno.</p> <p>Consta de dos partes, una fija al bastidor y otra con deslizamiento orientado donde se atornilla la pinza de freno. Permite la instalación de dispositivos de medición para la fuerza de freno en la pinza.</p>
	<p>Motor Eléctrico 7.5Hp.</p> <p>Provee la potencia al tren motriz.</p>
	<p>Eje.</p> <p>Comunica la potencia desde la transmisión por banda hasta el cubo de la rueda.</p>

 A 3D CAD model of a brake hub and axle assembly. It features a central axle hole surrounded by a circular flange with several mounting holes. Two curved arms extend from the side, likely for mounting brake shoes.	<p>Porta mangueta y cubo de la rueda.</p> <p>La porta mangueta soporta el eje del cubo de la rueda que es donde se fija el disco de freno. Son partes automotrices.</p>
 A 3D CAD model of a belt and pulley system. It shows two circular pulleys of different diameters connected by a black rubber belt. The pulleys are mounted on shafts.	<p>Transmisión por banda.</p> <p>Permite transmitir potencia entre ejes separados por medio de una banda y dos poleas.</p>
 A 3D CAD model of a bearing housing, colored green. It has a semi-circular top and a central circular opening with a chamfered edge, designed to fit around a shaft and support a bearing.	<p>Chumacera.</p> <p>Esta fija al bastidor, y soporta el eje permitiendo su movimiento rotacional.</p>

Análisis de los diseños conceptuales propuestos.

Mediante la generación y comparación de los diseños conceptuales generados, se pretende encontrar la solución más apropiada para la necesidad planteada. Esta es una etapa fundamental, pues representa un medio para descartar posibles fallas de diseño que de otro modo pasarían por alto hasta etapas más avanzadas y complejas del diseño.

En cuanto a su funcionalidad en este punto del proceso de diseño se asume que ambas propuestas cumplen con las especificaciones de diseño, aunque haciendo un análisis sencillo se pueden identificar cualidades o características intrínsecas a cada diseño conceptual que se pueden comparar para elegir el diseño más apropiado para el banco de pruebas.

El diseño conceptual número 1 es el más sencillo pues está constituido por un menor número de componentes, pero también presenta cualidades desfavorables debido al sistema de transmisión que utiliza, pues al transmitir potencia al disco de freno mediante un eje hace necesario ubicar todo el sistema de transmisión junto con el motor en el mismo plano horizontal que el eje de rotación del disco de freno, lo que implica que el centro de gravedad de esta está a mayor altura comparado con el diseño conceptual número 2. Esta situación no es deseable pues ello puede suponer una falta de estabilidad de la maquina o una posible amplificación de las vibraciones producidas en el funcionamiento del banco de pruebas.

Es por los anteriores argumentos que se selecciona el diseño conceptual número 2 para su posterior análisis y optimización.

4.3.3 Actividad 3. Calcular los elementos mecánicos que conforman el banco de pruebas.

Sistema de transmisión por bandas en V.

Antes de realizar el diseño del sistema de transmisión por bandas es necesario inferir de las especificaciones de diseño las magnitudes de potencia, torque y velocidad angular que soportara el sistema. El cálculo de estas magnitudes se basa en la geometría del perfil de llanta 155/65/ R13 que es la especificación para la llanta delantera de un automóvil Chevrolet Spark.

Torque. Está definido por la siguiente ecuación 32:

$$T = F * R \quad \text{Ec. (32)}$$

Donde.

T = Torque de freno.

F = Fuerza de frenado = 100 Newtons.

R = radio de la llanta = 265.85mm = 0.267m

Por lo tanto, el torque de freno es:

$$T = (100\text{N}) * (0.267\text{m}) = 26.67 \text{ N} * \text{m}$$

Velocidad angular. Está definida por la siguiente ecuación 33:

$$w = \frac{V}{R} \quad \text{Ec. (33)}$$

Donde.

w = velocidad angular de la llanta.

V = Velocidad periférica de la llanta = 150 km/h = 41.667 m/s

R = Radio de la llanta = 265.85mm = 0.267m

Por lo tanto, la velocidad angular de la llanta es.

$$\omega = \frac{(41.667\text{m/s})}{(0.267\text{m})} = 156.73 \text{ Rad/s} = 1496.66 \text{ rpm}$$

Potencia. La potencia transmitida al disco de freno está definida por la siguiente ecuación 34:

$$H_{\text{nom}} = T * \omega \quad \text{Ec. (34)}$$

Por lo tanto.

$$H_{\text{nom}} = (26.67 \text{ N} * \text{m}) * (156.73 \text{ Rad/s}) = 4166.67 \text{ Watts} = 5.59 \text{ Hp}$$

Designación de la banda.

Para especificar una banda en v se proporciona la letra de sección de la banda seguido de la longitud de la circunferencia interior en pulgadas (Budynas & Nisbett, 2008)

Se selecciona para el diseño del sistema la designación C68 de las tablas 1 y 2.

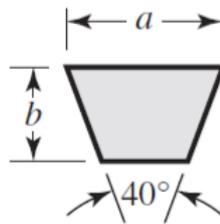


Figura 16. Sección transversal bandas en v.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 3. Sección de la banda.

Sección de la banda	Ancho a, pulg	Espesor b, pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	1/2	11/32	3.0	1 – 10
B	21/32	7/16	5.4	1 – 25
C	7/8	17/32	9.0	15 – 100
D	1 1/4	3/4	13.0	52 – 250

E	1 ½	1	21.6	100 y mayores
----------	-----	---	------	---------------

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 4. Circunferencia de la banda.

Sección	Circunferencia, pulg
A	26,31,33,35,38,42,46,48,51,53,55,57,60,62,64,66,68,71,75,78,80,85,90 96,105,112,120,128
B	35,38,42,46,48,51,53,55,57,60,62,64,65,66,68,71,75,78,79,81,85,90,93 97,100,103,105,112,120,128,131,136,144,158,173,180,195,210,240,270 300
C	51,60,68,75,81,85,90,96,105,112,120,128,136,144,158,162,173,180,195 210,240,270,300,330,360,390,420
D	120,128,144,158,162,173,180,195,210,240,270,300,330,360,390,420,480 540,600,660
E	180,195,210,240,270,300,330,360,390,420,480,540,600,660

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Distancia entre centros. Está definida por la siguiente ecuación 35:

$$C = 0.25\left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[\left(L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right)^2 - 2(D - d)^2} \right]} \right\} \quad \text{Ec. (35)}$$

Donde.

C = Es la distancia entre los centros de las poleas.

L_p = Es la longitud de paso de la banda.

D = Diámetro de la polea mayor

d = Diámetro de la polea menor

Para encontrar la longitud de paso de la banda L_p se suma a la longitud de la circunferencia el correspondiente valor de la tabla 3.

Tabla 5. Dimensiones de conversión de longitud de circunferencia interna.

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Por lo tanto, se tiene que:

$$L_p = 68" + 2.9" = 70.9"$$

También se decide que las dos poleas del sistema tendrán diámetros iguales $D = d$, debido a que el sistema de transmisión para este diseño mecánico cumple únicamente con la función de transmitir potencia entre ejes separados mas no la de modificar su movimiento.

Esto implica que la ecuación utilizada para calcular la distancia entre centros se simplifica como la siguiente expresión.

$$C = 0.5[L_p - \pi * D] \quad \text{Ec. (36)}$$

Además, se selecciona del documento Apéndice 1, un tamaño de 7" para el diámetro de las poleas. Por lo tanto, se tiene que

$$C = 0.5[(70.9) - \pi(7)] = 24.45" = 621.03\text{mm}$$

Numero de bandas. El número de bandas se calcula mediante la siguiente ecuación 37:

$$N_b = \frac{H_d}{H_a} \quad \text{Ec. (37)}$$

Donde.

N_b = Numero de bandas

$H_d = H_{nom} * K_s$ = Potencia de diseño Ec. (38)

$$H_a = H_{\text{tab}} * K_1 * K_2 = \text{Potencia tabulada.} \quad \text{Ec. (39)}$$

Se toma del documento Apéndice 2 el valor de 1.2 para factor de servicio K_s . Por lo tanto, se tiene que:

$$H_d = (7.5 \text{ Hp}) * (1.2) = 9 \text{ Hp}$$

Los valores de la potencia tabulada H_{tab} se encuentran en el Apéndice 3. Para encontrar esta magnitud es necesario calcular la velocidad de la banda en pies/minuto. Esta está definida por la siguiente ecuación.

$$V = \frac{\pi * D * n}{12} \quad \text{Ec. (40)}$$

Donde.

V = Velocidad de la banda

D = Diámetro de las poleas.

n = Velocidad angular de las poleas en rpm.

Por lo tanto.

$$V = \frac{\pi * (7'') * (1800 \text{ rpm})}{12} = 3298.67 \text{ pies/minuto}$$

Por consiguiente, se toma del Apéndice 3. el valor de $H_{\text{tab}} = 4.46 \text{ Hp}$, $K_1 = 1$ tomado del Apéndice 4. y $K_2 = 0.85$ del Apéndice 5.

$$H_a = (4.46 \text{ Hp}) * (1) * (0.85) = 3.791 \text{ Hp}$$

Finalmente se calcula el número de bandas, de lo que se obtiene el siguiente valor:

$$N_b = \frac{9 \text{ Hp}}{3.791 \text{ Hp}} = 2.374 \cong 3$$

Vida esperada. Puede ser expresada en número de pasadas N_p o en un tiempo t en horas de trabajo.

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad \text{Ec. (41)}$$

$$t = \frac{N_p * L_p}{720 * V} \quad \text{Ec. (42)}$$

Para encontrar los valores de T_1 y T_2 es necesario determinar primero las fuerzas F_1 y F_2

Pues dependen de estas.

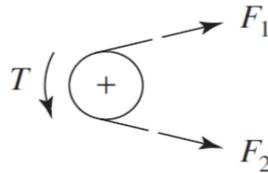


Figura 17 . Fuerzas en bandas de transmisión

Fuente: (Autor del proyecto)

Donde F_1 corresponde a la tensión que experimenta el lado tenso de la banda mientras que F_2 corresponde a la tensión del lado flojo y están definidas por las siguientes expresiones.

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad \text{Ec. (43)}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad \text{Ec. (44)}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{H_d}{N_b}}{n * \left(\frac{D}{2} \right)} \quad \text{Ec. (45)}$$

$$\Delta F = \frac{63025 * (9/3)}{(1800) * (7/2)} = 30.01 \text{ lbf} = 133.49 \text{ Newtons}$$

Donde:

f = Coeficiente de fricción efectivo = 0.5123

\emptyset = Angulo de contacto = π Rad

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. (46)}$$

Siendo el valor de $K_c = 1.716$ obtenido del documento Apéndice 4. Y el valor de la velocidad periférica $V = 2742.77$ pies/minuto se tiene que:

$$F_c = 1.716 * \left(\frac{3298.67}{1000} \right)^2 = 18.67 \text{ Lbf} = 83.04 \text{ Newtons}$$

En consecuencia:

$$F_1 = 18.67 \text{ Lbf} + \frac{(30.01 \text{ Lbf}) \exp(0.5123 * \pi)}{\exp(0.5123 * \pi) - 1} = 57.57 \text{ lbf} = 256.1 \text{ Newtons}$$

$$F_2 = 57.57 \text{ lbf} - 30.01 \text{ Lbf} = 27.56 \text{ lbf} = 122.59 \text{ Newtons}$$

$$F_{b1} = \frac{K_b}{d} = F_{b2}$$

$$F_{b1} = \frac{1600}{7} = 228.57$$

$$T_1 = T_2 = F_1 + F_{b1} = 286.14$$

$$N_p = \left[\left(\frac{2038}{286.14} \right)^{-11.173} + \left(\frac{2038}{286.14} \right)^{-11.173} \right]^{-1} = 1.68 * 10^9$$

Cálculo del eje motriz.

La configuración del diseño del eje del sistema de transición se muestra en la Figura 18, este se apoya en un rodamiento centrado en el punto e y en las estrías ubicadas en la longitud ac, así mismo el eje recibe torque y una fuerza vertical por medio de una polea centrada en h.

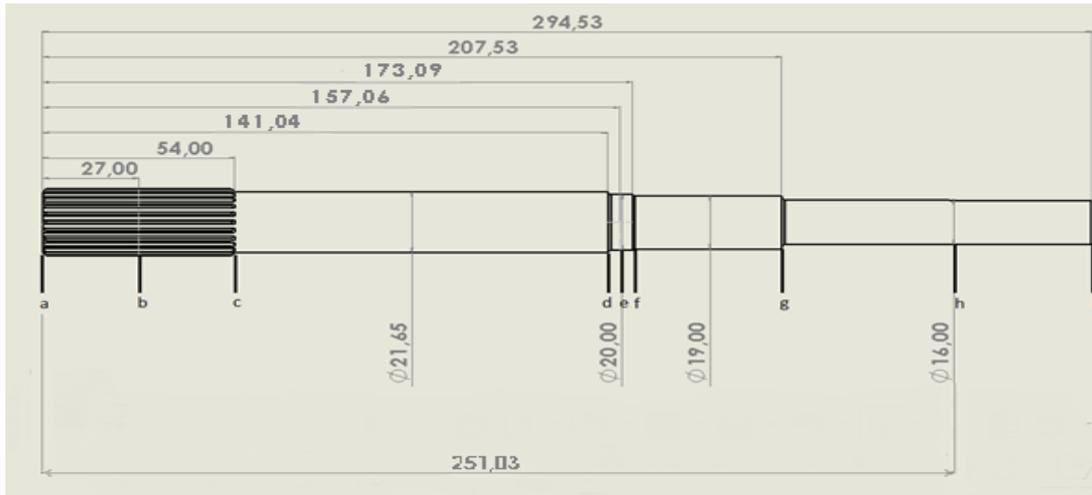


Figura 18. Dimensiones del eje de transmisión

Fuente: (Autor del proyecto)

Análisis estático del eje. Se analiza el comportamiento estático de las cargas a través de la geometría del eje con el fin de obtener los respectivos diagramas de fuerza cortante y momento flector.

La fuerza que transmite la polea al eje es $F_h = F_1 + F_2$, donde F_1 y F_2 son las fuerzas de tensión en el lado tenso y flojo de la banda respectivamente ver Figura 17. Por lo tanto

$$F_h = 256.1 \text{ N} + 122.59 \text{ N} = 378.69 \text{ N}$$

Las reacciones en los puntos b y e se encuentran haciendo sumatoria de momentos y fuerzas según se observa en el diagrama de cuerpo libre Figura 19.

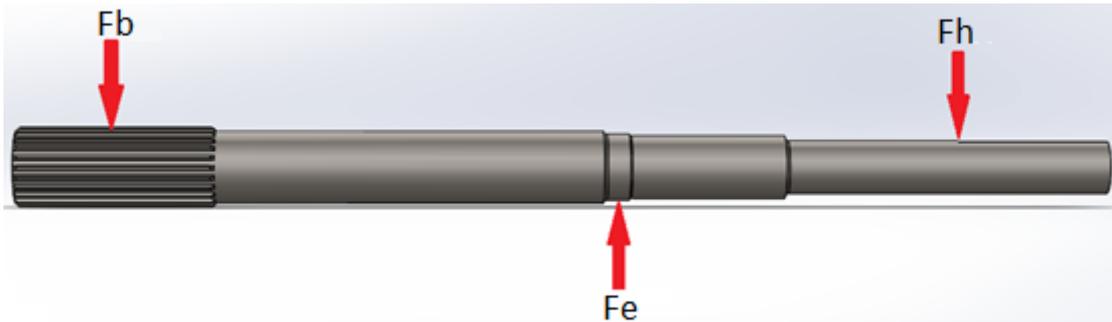


Figura 19. Fuerzas en el eje de transmisión

Fuente: (Autor del proyecto)

Por lo tanto:

$$\sum F_{(y)} = 0$$

$$F_e - F_b - 378.69 \text{ N} = 0$$

$$\sum M_e = 0$$

$$F_b \cdot (d_{be}) - F_h \cdot (d_{he}) = 0$$

$$F_b = \frac{378.69 \text{ N} \cdot (d_{he})}{(d_{be})}$$

Donde:

d_{be} = distancia entre los puntos e y b = 0.130 m

d_{he} = distancia entre los puntos d y b = 0.0939 m

Teniendo en cuenta lo anterior, se tiene que:

$$F_b = \frac{378.69 \text{ N} \cdot (0.0939 \text{ m})}{(0.130 \text{ m})} = 273.53 \text{ N}$$

Así mismo:

$$F_e = 652.22 \text{ N}$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Momento flector máximo.

$$M_e = F_b * (d_{be}) = 273.53 \text{ N} * 0.130 \text{ m} = 35.55 \text{ Nm.}$$

Momento en f.

$$M_f = F_h * (d_{hf})$$

Donde.

d_{hf} = Distancia entre los puntos h y f = 0.078m

$$M_f = 29.53 \text{ Nm}$$

Momento en g.

$$M_g = F_h * (d_{hg})$$

Donde.

d_{hg} = Distancia entre los puntos h y g.= 0.044m

$$M_g = 16.66 \text{ Nm}$$

Con estos datos se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento flector como se ve en la Figura 20.

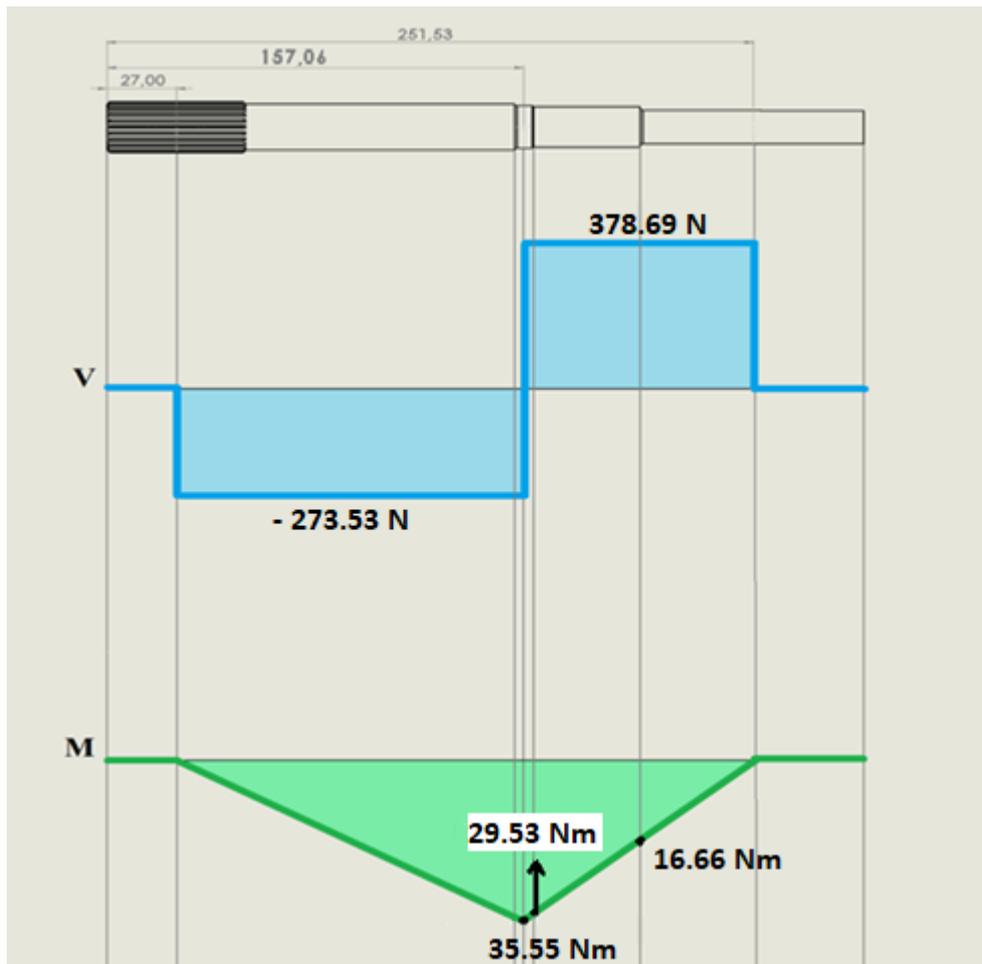


Figura 20. Diagrama de cortante y momento

Fuente: (Autor del proyecto)

Diámetros mínimos del eje en los puntos e, f y g.

Con base en la ecuación de Goodman se estiman los diámetros mínimos en los puntos críticos e, f y g para soportar la carga con un factor de seguridad de 1.5, designándose como material Acero AISI 1020 y tomando sus propiedades del documento Apéndice 7.

Límite de resistencia a la fatiga, se calculó haciendo uso de la siguiente ecuación 47:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * (0.5)S_{ut} \quad \text{Ec. (47)}$$

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa}$$

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = aS_{ut}^{-b} = 4.51(440)^{-0.265} = 0.898$$

$$K_b = 1.24d^{-0.107} = 0.9$$

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

$$S_e = (0.898)(0.9)(0.5)(470\text{MPa}) = 189.927 \text{ MPa}$$

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} \left(\frac{2(K_f * M_a)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} * T_m)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. (48)}$$

$$T_m = \frac{5592.7 \text{ Watt}}{188.496 \text{ rad/s}} = 29.67 \text{ Nm}$$

Donde: $K_f = 1.7$ y $K_{fs} = 1.5$

Reemplazando los valores de los momentos encontrados en la ecuación de Goodman se tienen los siguientes diámetros.

Tabla 6. Diámetros mínimos del eje.

Diámetro mínimo en e	Diámetro mínimo en f	Diámetro mínimo en g
17.86 mm	16.95 mm	14.6

Fuente: (Autor del proyecto)

Estos diámetros son menores que los que se habían designado para el eje, por lo que se puede asegurar que el eje resistirá las condiciones de carga adecuadamente.

Calculo y selección del rodamiento centrado en el punto e.

Dadas las condiciones de carga, el rodamiento soportara únicamente una fuerza radial

$F_e = 506.626\text{N}$. Para una vida nominal L_{10} de 25000 horas se utiliza la siguiente ecuación 49:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad \text{Ec. (49)}$$

Donde.

L_{10} = Vida nominal

C = Capacidad de carga dinámica

P = Carga real que soporta el rodamiento.

Sustituyendo valores, se tiene que:

$$25000 = \frac{10^6}{60 * 600} \left(\frac{C}{652.22 \text{ N}} \right)^3$$

Resolviendo para C, se obtuvo el siguiente valor:

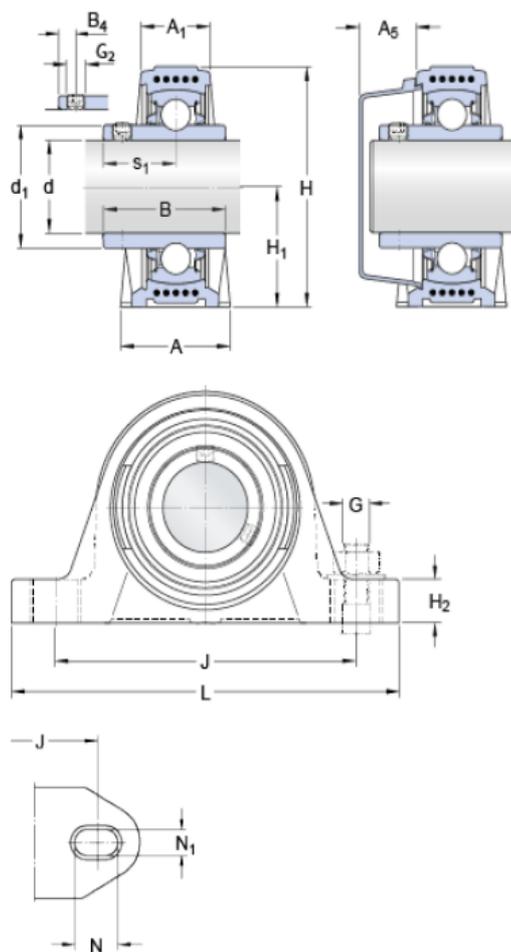
$$C = 6.3 \text{ kN}$$

Para este valor de capacidad de carga dinámica C, se selecciona del catálogo SKF un rodamiento con designación Y-SYK-20-TD con una capacidad de carga de $C = 12,7 \text{ kN}$.

Dado que la carga del eje es baja para su diámetro en e, el rodamiento seleccionado tiene mayor capacidad de carga que la calculada, por lo que se puede asegurar que este cumplirá su función de manera satisfactoria.

Para conocer todas las características de este rodamiento se sugiere ver el documento Apéndice 10.

Dimensiones



d	20	mm
A	32	mm
A ₁	21	mm
A ₅	20	mm
B	31	mm
H	64.5	mm
H ₁	33.3	mm
H ₂	16	mm
J	96.5	mm
J	max. 102	mm
J	min. 91	mm
L	126	mm
N	17.5	mm
N ₁	12	mm
s ₁	18.3	mm

Figura 21. Rodamiento tipo Y.

Fuente: (SKF.com)

Cálculo de la cuña para las poleas.

Como primer paso se seleccionan los tamaños para la cuña y el cuñero según el documento Apéndice 9.

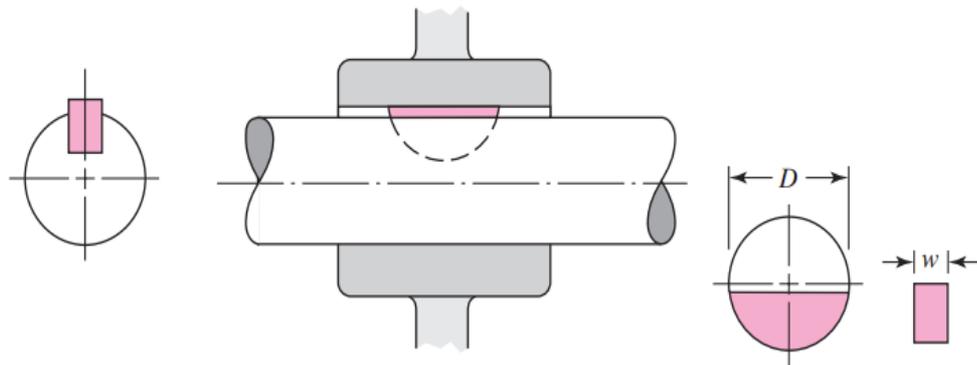


Figura 22. Dimensiones del eje y de la cuña

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

En la sección del eje donde se instalará la cuña este tiene un diámetro $\varnothing = 16 \text{ mm} = 0.629921$ pulgadas, por lo que según el documento Apéndice 9. Se escogió la siguiente información:

$$W = 3/16 \text{ pulgadas} = 4.7625 \text{ mm}$$

$$H = 1/8 \text{ pulgadas} = 3.175 \text{ mm}$$

$$\text{Profundidad del cuñero} = 1/16 \text{ pulgadas}$$

Luego de definir las dimensiones anteriores, se procede a seleccionar el material y la longitud para la cuña para que soporte las fuerzas cortantes requeridas para transmitir el torque requerido, utilizando la siguiente ecuación 51:

$$F = \frac{T}{r} \quad \text{Ec. (51)}$$

Donde:

T = Torque transmitido por la polea al eje = 29.67 Nm

F= Fuerza cortante en la superficie del eje

Donde r es el radio exterior del eje.

$$F = \frac{26.67 \text{ Nm}}{0.016 \text{ m}} = 1854.375 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión la resistencia al cortante se calculó utilizando la siguiente ecuación 52 y se toma un valor para $S_y = 390 \text{ MPa}$ del Apéndice 7.

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad \text{Ec. (52)}$$

$$S_{sy} = 0.577(390 \text{ MPa}) = 225.03 \text{ Mpa}$$

La falla de la cuña por cortante está dada por la siguiente ecuación 53:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{w * l} \quad \text{Ec. (53)}$$

Utilizando un factor de seguridad $n = 3$, se obtuvo la siguiente información:

$$\frac{225.03 \text{ Mpa}}{3} = \frac{1854.375 \text{ N}}{\frac{4.7625 \text{ m}}{1000} * l}$$

Resolviendo se tiene una longitud para la cuña $l = 5.19 \text{ mm}$

Para resistir el aplastamiento se utiliza un área de la mitad de la cara de la cuña, utilizando la siguiente ecuación 54:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{\frac{w * l}{2}} \quad \text{Ec. (54)}$$

Con lo cual se obtiene una longitud de la cuña $l = 5.99 \text{ mm}$.

Como se puede observar, tanto la longitud de la cuña para resistir el cortante como la longitud para resistir el aplastamiento son pequeñas, lo cual puede generar problemas para su manipulación, fabricación o instalación, por lo que se tomara la libertad de sobre diseñar esta longitud a un tamaño de 20mm.

Dinamómetro.

Para propósitos del presente trabajo se llama dinamómetro al dispositivo donde se acopla una pinza de freno con el fin de censar la fuerza tangencial que se produce al activar mecanismo del freno. Ver figura 23.

Para conocer a profundidad la geometría, dimensiones y demás características de este elemento se recomienda ver el documento Apéndice 14.

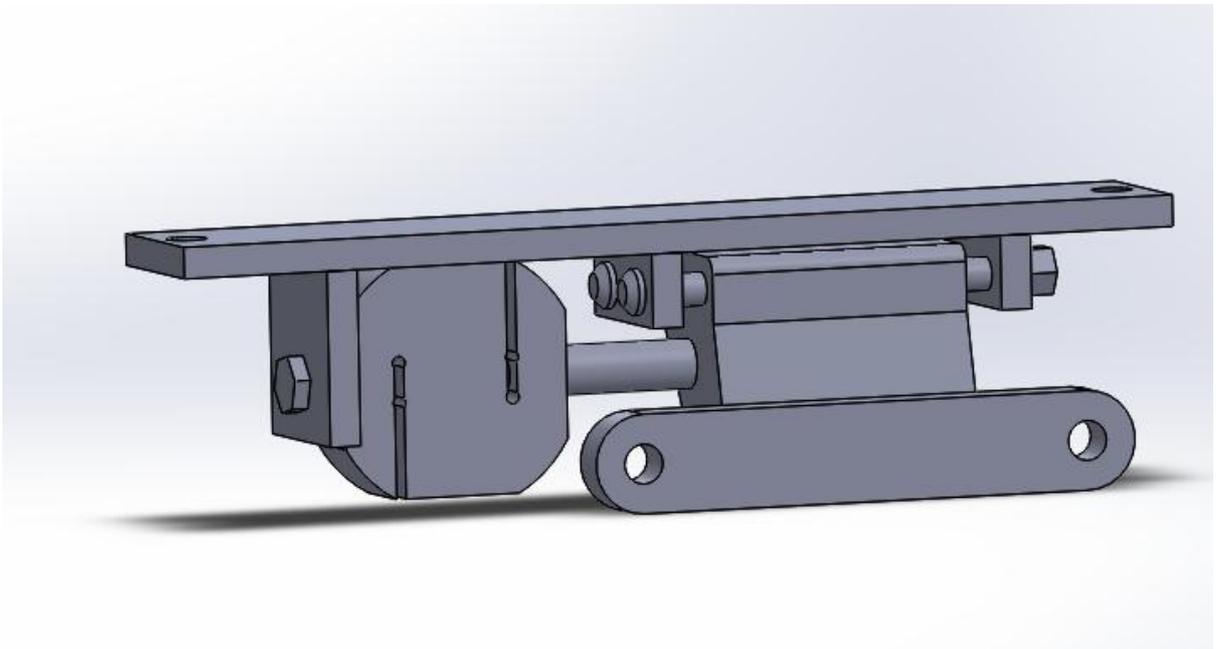


Figura 23. Dinamómetro.

Fuente: (Autor del proyecto)

Este dispositivo está constituido por los elementos mencionados en la siguiente figura 24:

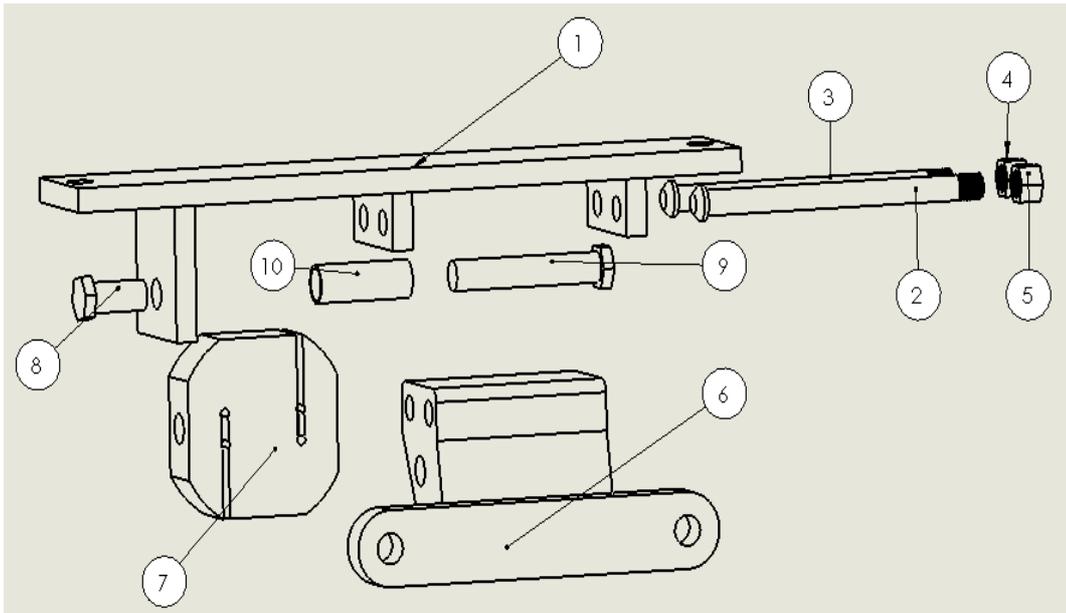


Figura 24. Dinamómetro despiece.

Fuente: (Autor del proyecto)

La siguiente tabla 7, describe los elementos que conforman el dinamómetro:

Tabla 7. Elementos que conforman el dinamómetro.

Numeración	Nombre del elemento
1	Base del dinamómetro
2	Eje de deslizamiento 1
3	Eje de deslizamiento 2
4	Tuerca hexagonal
5	Tuerca hexagonal
6	Porta pinza
7	Celda de carga tipo S
8	Tornillo M12
9	Tornillo M12
10	Buje

Fuente: (Autor del proyecto)

4.3.4 Actividad 4. Evaluar el comportamiento en condiciones de carga estática del bastidor y el elemento denominado porta pinza con el uso del complemento Simulación de SolidWorks.

Con el fin de determinar la solides de los diseños propuestos para estos elementos se realizan los siguientes análisis estáticos. En SolidWorks Simulation un análisis estático es un

método de elementos finitos que permite obtener la respuesta de un sólido a la aplicación de cargas estáticas. Estos análisis se basan en dos suposiciones, la suposición estática que implica que las cargas se aplican lenta y gradualmente hasta su valor máximo donde permanecen constantes y la suposición de linealidad, es decir que la respuesta del sólido varía linealmente con la magnitud de la carga cumpliendo así con la ley de Hooke.

Para efectos en el presente trabajo los elementos bastidor y porta pinza se someten a carga máxima de operación y se analizan bajo el criterio de falla de la energía de distorsión máxima, que establece que la fluencia ocurre en un sólido cuando en él se presentan tensiones de Von Mises que superan el límite elástico del material que constituye al elemento, donde la tensión de Von Mises se puede considerar como el esfuerzo efectivo o equivalente de la combinación del estado general de esfuerzo. Con esto se busca obtener los correspondientes trazados de tensiones de Von Mises y de factor de seguridad con los cuales se puede predecir si el elemento resistirá o fallará bajo las condiciones del estudio. Se considera que el elemento falla si en él se producen tensiones de Von Mises mayores que el límite elástico o si presenta un factor de seguridad menor a 1.5 utilizando los trazados de tensiones y factor de seguridad resultado de los respectivos análisis. Para mayor detalle sobre los análisis se recomienda ver los documentos Apéndice 12 y Apéndice 13.

Análisis estático de la porta pinza.

Carga de operación de la porta pinza. Esta es una de las principales variables requeridas para el estudio de resistencia de la pieza en cuestión. La carga de operación es la fuerza en dirección tangencial al radio del conjunto y aparece en la superficie de contacto entre las pastillas de freno y la banda de frenado en el disco mientras que la fuerza de frenado

se presenta en la superficie de contacto del neumático con el suelo como se observa en la

Figura 25

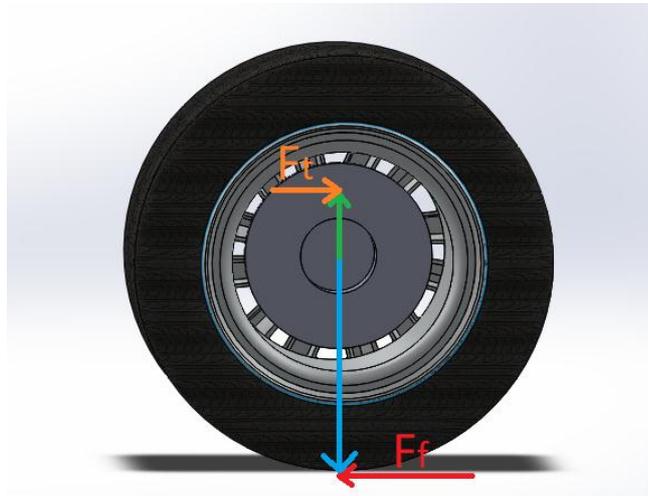


Figura 25. Fuerzas tangenciales y de frenada.

Fuente: (Autor del proyecto)

Para encontrar la magnitud de la carga de operación basta con aplicar la segunda ley de Newton haciendo sumatoria de momentos con respecto al eje de rotación de la llanta. Por ello la magnitud de la carga de operación se expresa mediante la siguiente ecuación 55:

$$F_t = F_f * \frac{R_{llanta}}{R_m} \quad \text{Ec. (55)}$$

Donde:

F_t = Carga de operación.

F_f = Fuerza de frenado = 100 Newtons.

R_{llanta} = Radio de la llanta = 0.267m.

R_m = Radio medio en las superficies de fricción del disco de freno = 0.160m.

Por lo tanto, la carga de operación a la que se someterá el elemento porta pinza tiene una magnitud de $F_t = 166.9$ Newtons.

Configuración del análisis. Con el fin de simular las condiciones de operación del elemento porta pinza se seleccionan y ensamblan los elementos mostrados en la figura 26 con el uso del software SolidWorks. Estos elementos están marcados con la misma numeración mostrada anteriormente excepto por los marcados con el número 11, que hacen referencia a pasadores cilíndricos que se usarán para la aplicación de la carga de operación de manera similar a como los tornillos de fijación sujetan la pinza de freno a la mangueta. Todos los elementos menos el porta pinza serán considerados como sólidos indeformables para facilitar la tarea de simulación y centrarse en el análisis del porta pinza. Como se muestra en la siguiente figura 26:

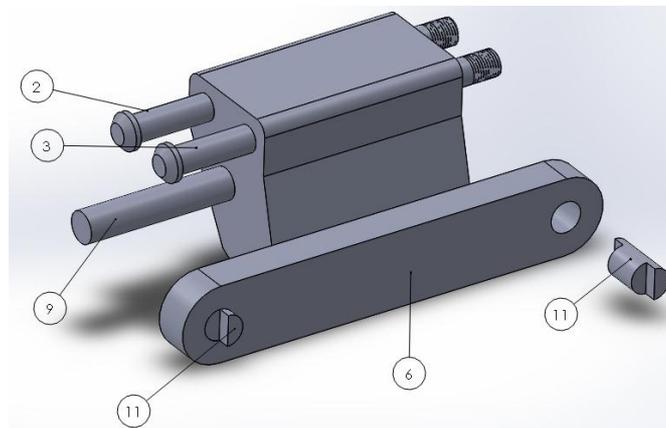


Figura 26. Ensamblaje del porta pinza para análisis estático.

Fuente: (Autor del proyecto)

La siguiente tabla 8, describe los elementos en el análisis de la porta pinza:

Tabla 8. Elementos en el análisis del porta pinza.

Numeración	Nombre del elemento	Referencia al plano del Elemento
2	Eje de deslizamiento 1	Apéndice 14
3	Eje de deslizamiento 2	Apéndice 14
6	Porta pinza	Apéndice 16
9	Tornillo M12	Apéndice 14

Fuente: (Autor del proyecto)

Sujeciones.

Con el fin de anclar el modelo y limitar sus grados de libertad para la aplicación de la carga, se seleccionan las caras planas en los elementos mostrados en la figura 27 y se aplica la condición de geometría fija.

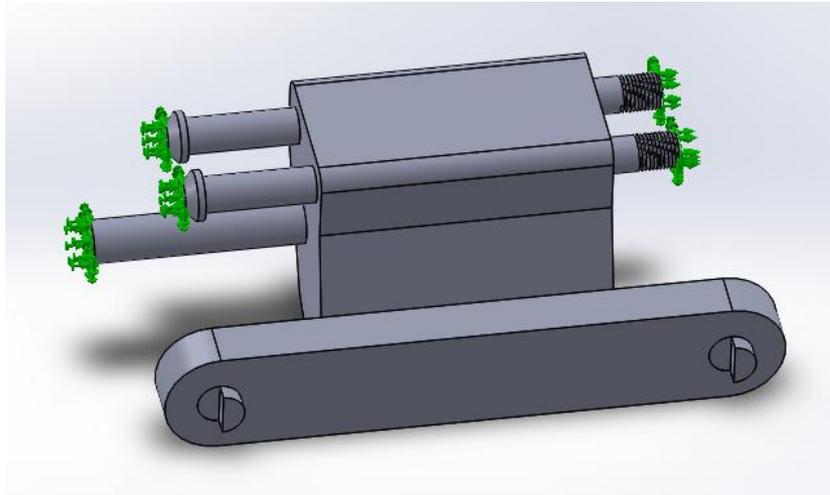


Figura 27. Sujeciones.

Fuente: (Autor del proyecto)

Contactos entre los componentes.

De acuerdo a la naturaleza de los elementos, se aplican condiciones de contacto de pasador representados en la Figura 28, como sólidos cilíndricos de color azul, además de una condición de unión rígida en la superficie de contacto del porta pinza y la cabeza hexagonal del tornillo M12 marcado con el número 9 en la figura 26.

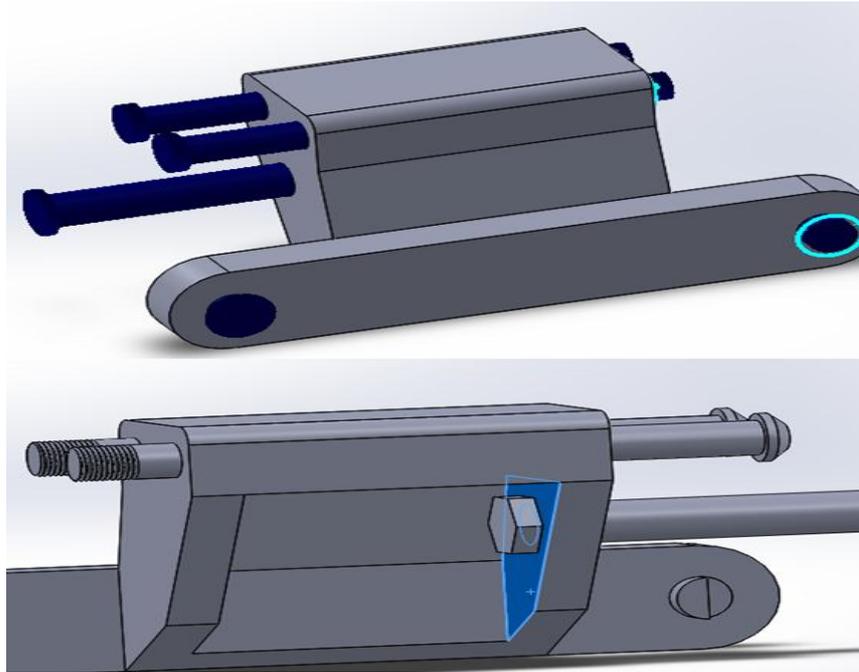


Figura 28. Contactos.

Fuente: (Autor del proyecto)

Aplicación de la carga de operación. La carga de operación se aplica a las caras planas en los pasadores cilíndricos tal como se muestra en la figura 29. Cada cara plana recibe una fuerza de 41.725 Newtons que equivale a una cuarta parte de la magnitud de la carga de operación definida anteriormente.

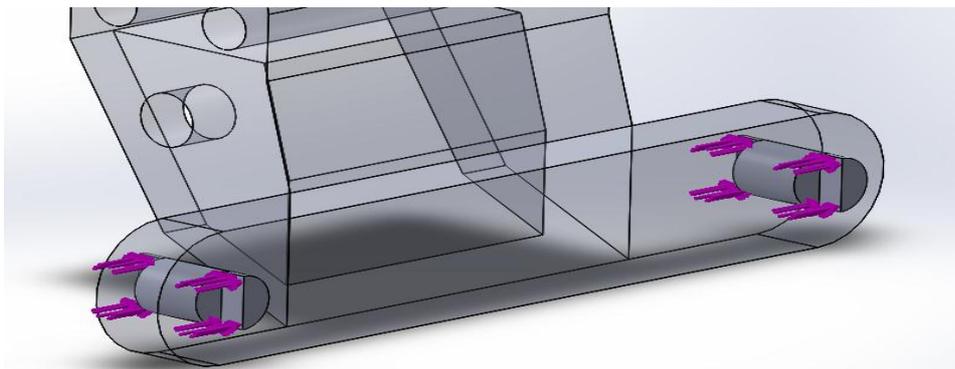


Figura 29. Cargas.

Fuente: (Autor del proyecto)

Resultados.

Trasado de tensiones. Con la configuración mostrada anteriormente el Software SolidWorks presenta el trasado de tensiones mostrado en la figura 30. Como se puede observar, las tensiones que presenta el modelo en estas condiciones son bajas comparadas con el límite elástico del material seleccionado para esta. En consecuencia, se puede asegurar que el elemento puede resistir satisfactoriamente la carga máxima de operación

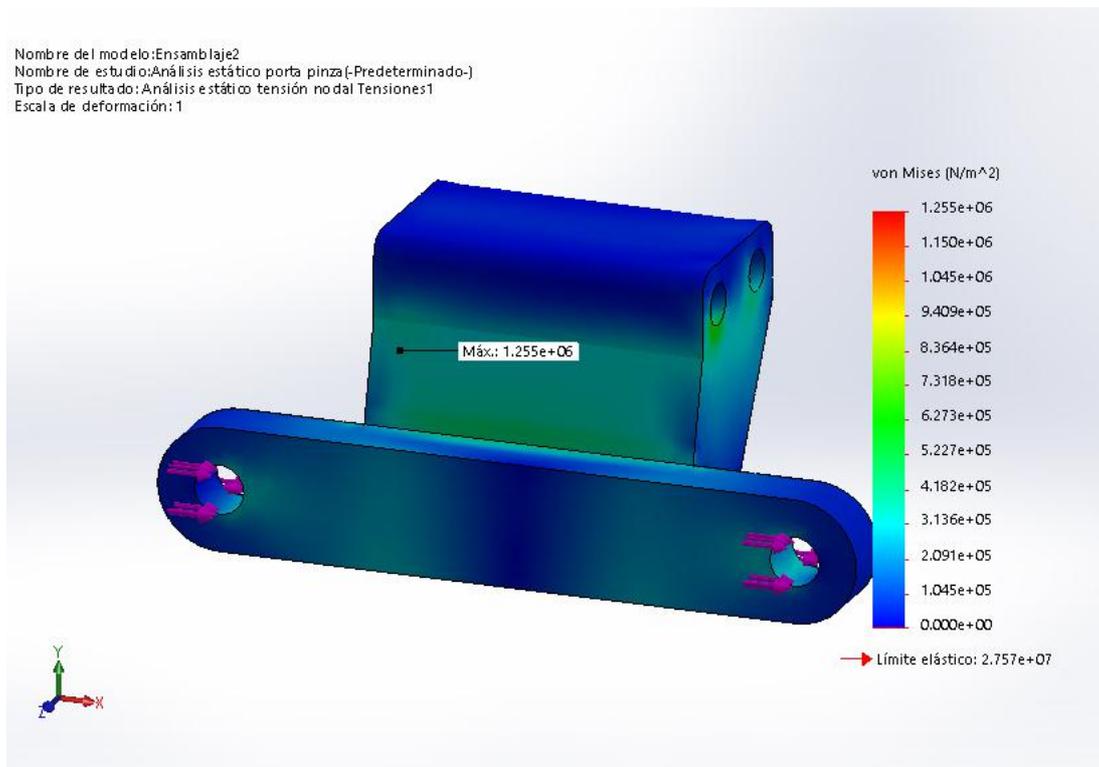


Figura 30. Trazado de tensiones.

Fuente: (Autor del proyecto)

Trasado de factor de seguridad. Se observa que sobre todo el cuerpo del elemento existe valores altos del factor de seguridad, teniendo un mínimo de 21,98 lo cual hace válida la conclusión inferida en el trazado de tensiones.

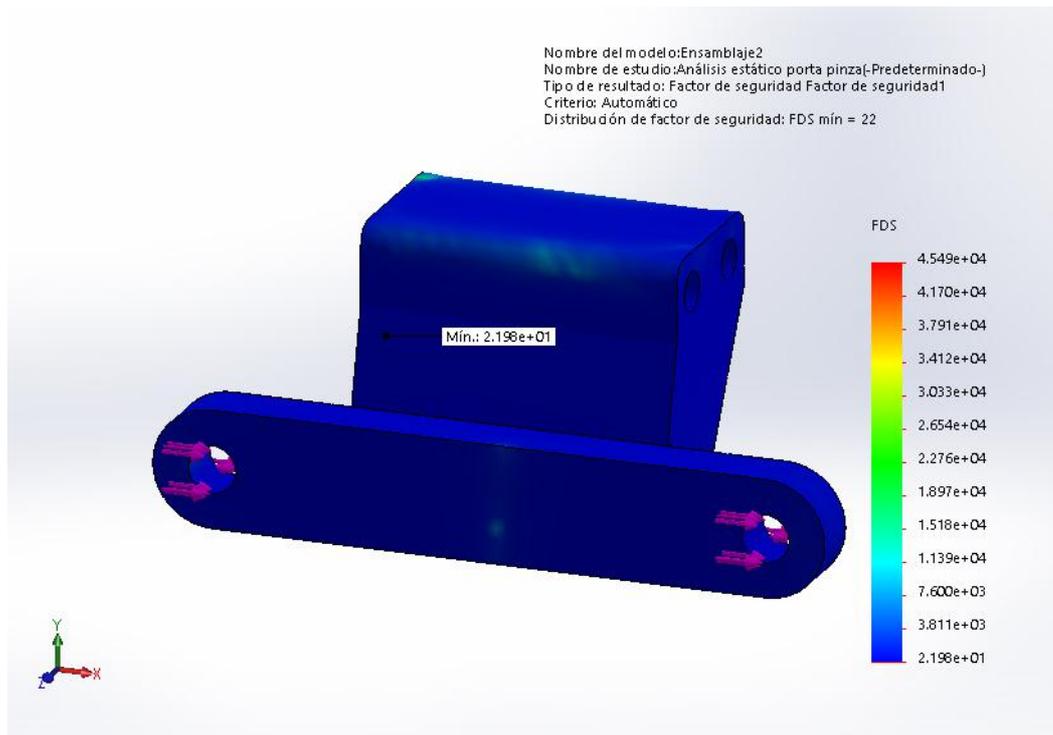


Figura 31. Trazado de factor de seguridad.

Fuente: (Autor del proyecto)

Análisis estático del bastidor.

Configuración del análisis. Para realizar el análisis estático del bastidor se dispone el ensamblaje mostrado en la figura 32. Los perfiles de estructurales designados son de Acero ASTM A36 y los demás elementos son considerados en el análisis como sólidos rígidos por lo que solamente cumplen la función de transmitir las cargas a los demás elementos.

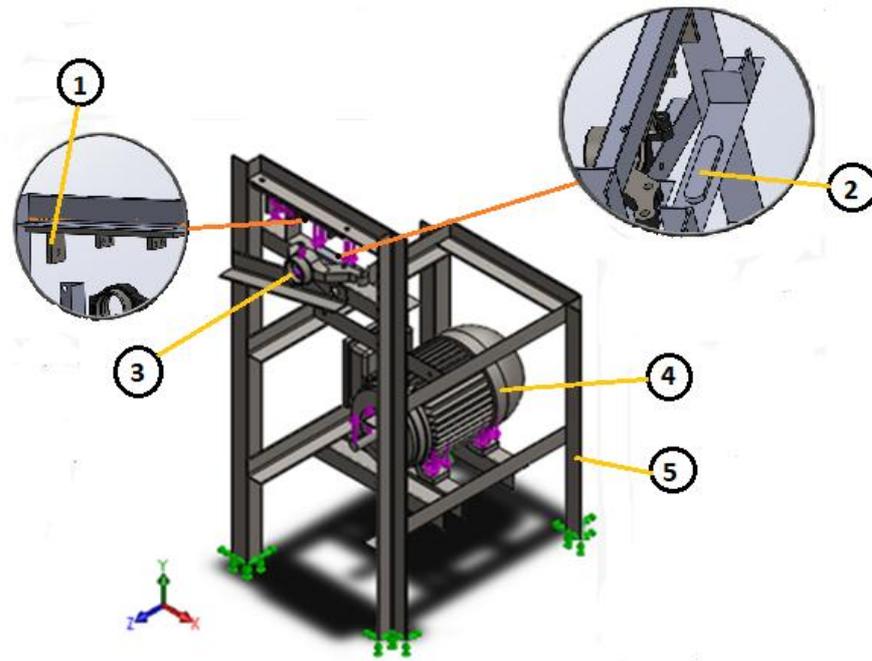


Figura 32. Configuración del análisis del bastidor.

Fuente: (Autor del proyecto)

La siguiente tabla 9, describe los elementos en el análisis del bastidor:

Tabla 9. Elementos en el análisis del bastidor.

Numeración	Nombre del elemento	Referencia al plano del Elemento
1	Base del dinamómetro	Apéndice 14
3	Mangueta Chevrolet Spark	Ver CD Plano 018
4	Motor	Apéndice 11
5	Bastidor	Apéndice 13

Fuente: (Autor del proyecto)

Sujeciones. Con el fin de anclar el modelo y limitar sus grados de libertad para la aplicación de la carga, se seleccionan las caras planas en los elementos mostrados en la figura 33 y se aplica la condición de geometría fija denotada por los símbolos de vectores en color azul.

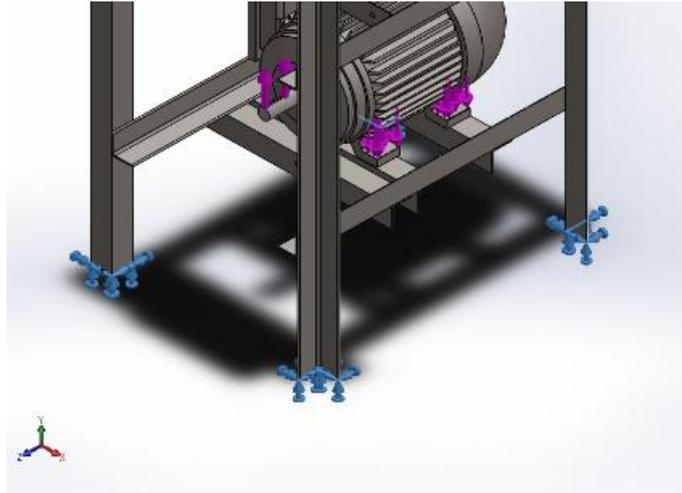


Figura 33. Sujeciones del análisis del bastidor.

Fuente: (Autor del proyecto)

Contactos entre los componentes. Para las condiciones de contacto entre los componentes que serán parte del análisis se ha determinado el contacto de geometría fija.

Cargas de operación. Se definieron las siguientes cargas de operación para el análisis estático del bastidor tal como se describen a continuación.

Peso del motor. Esta es la fuerza que induce la masa del motor seleccionado, donde la masa del motor es 70.4 kg ver Apéndice 16, lo que produce una fuerza neta de 690 N en las bases o soportes del motor como se ve en la figura 34.

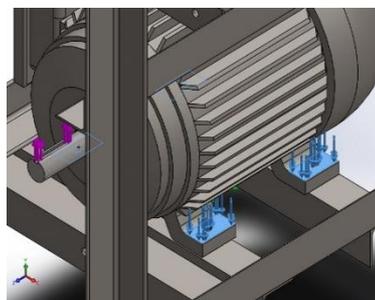


Figura 34. Peso del motor.

Fuente: (Autor del proyecto)

Fuerza en la base del dinamómetro. Esta es la fuerza que transmite la pinza de freno a la estructura del bastidor, la cual se calculó en el análisis del porta pinza con una magnitud de 166.9 Newtons. La fuerza se aplica a la base del dinamómetro como se muestra en la figura 35.

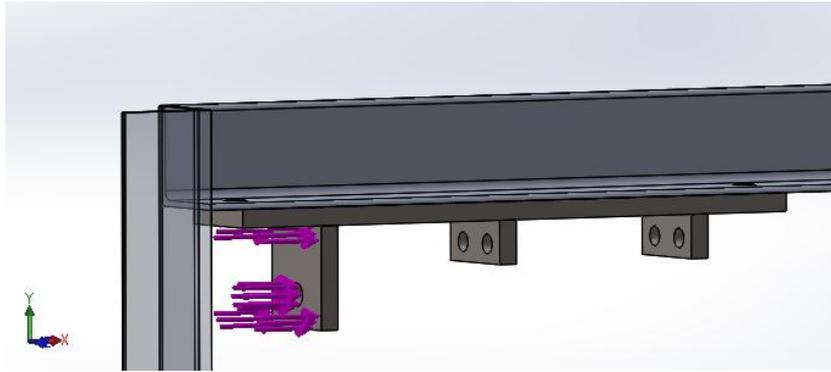


Figura 35. Fuerza en la base del dinamómetro.

Fuente: (Autor del proyecto)

Fuerza en la mangueta del Chevrolet Spark M300. Es la fuerza de reacción presente en el extremo con estrías del eje de transmisión, esta tiene una magnitud de 273.53 N y se aplica como se muestra en la figura 36.

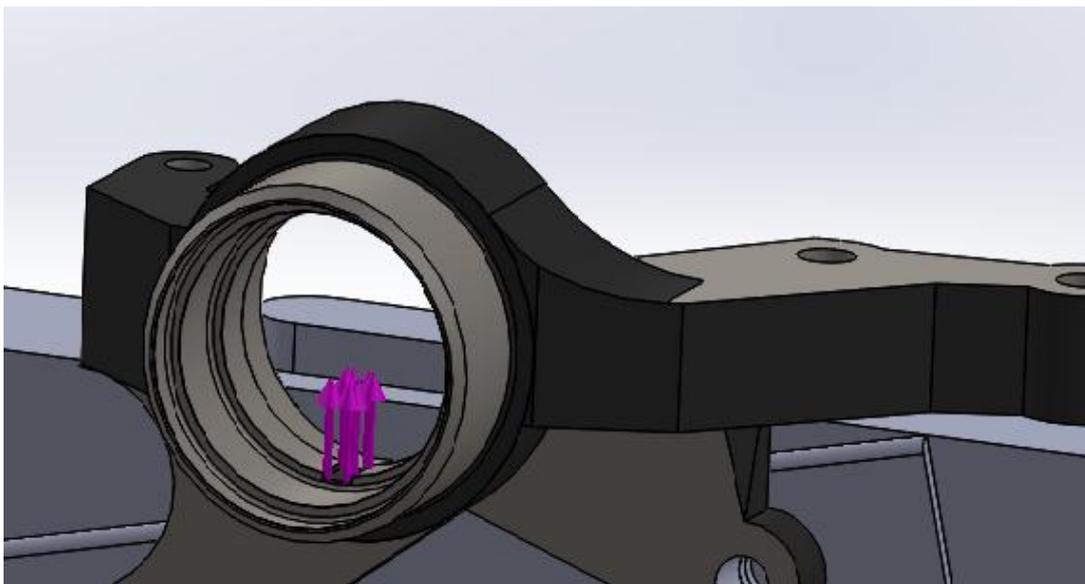


Figura 36. Fuerza en la mangueta.

Fuente: (Autor del proyecto)

Fuerza en el la base del rodamiento. Esta es la fuerza de reacción que soporta el rodamiento tipo Y, se usó el elemento placa metálica como una simplificación de dicho rodamiento para aplicar la carga correspondiente. Esta tiene una magnitud de 652.22 N.

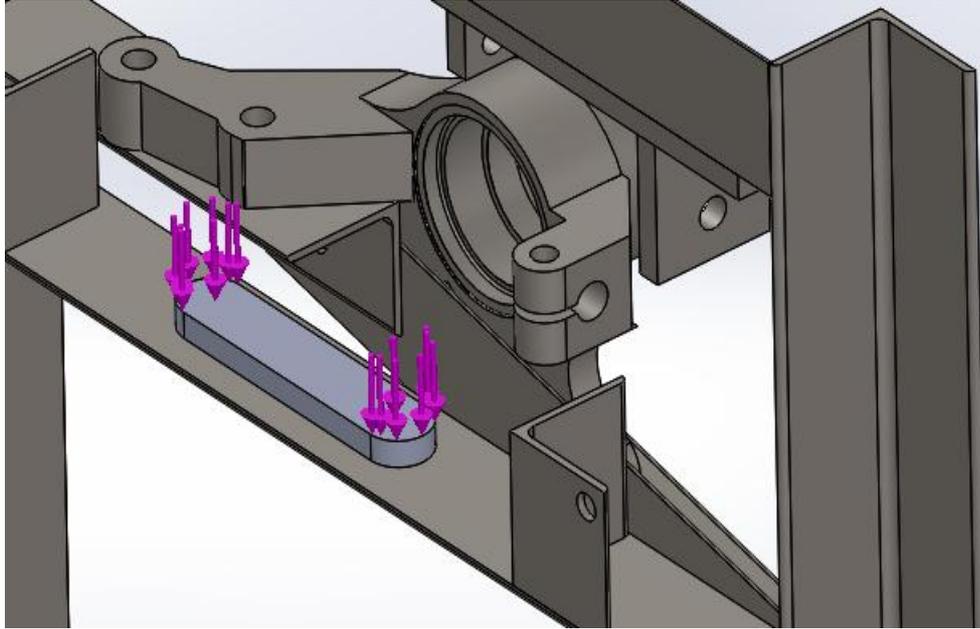


Figura 37. Fuerza transmitida por el rodamiento tipo Y.

Fuente: (Autor del proyecto)

Fuerza en el eje del motor. Esta es la fuerza de tensión que la transmisión por bandas imprime sobre el eje del motor. Tiene una magnitud de 378.69 N.

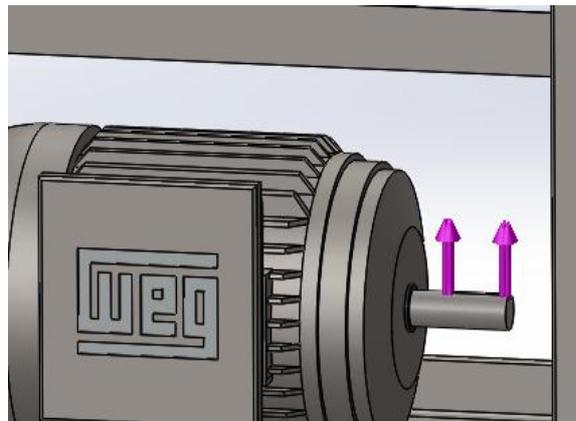


Figura 38. Fuerza transmitida por la transmisión por bandas al motor.

Fuente: (Autor del proyecto)

Resultados

Trasado de tensiones. Con la configuración mostrada anteriormente el Software SolidWorks presenta el trasado de tensiones mostrado en la Figura 39. De este se puede asegurar que bajo estas condiciones de carga no se producirá fluencia en los elementos por lo que la estructura podrá soportar con eficacia.

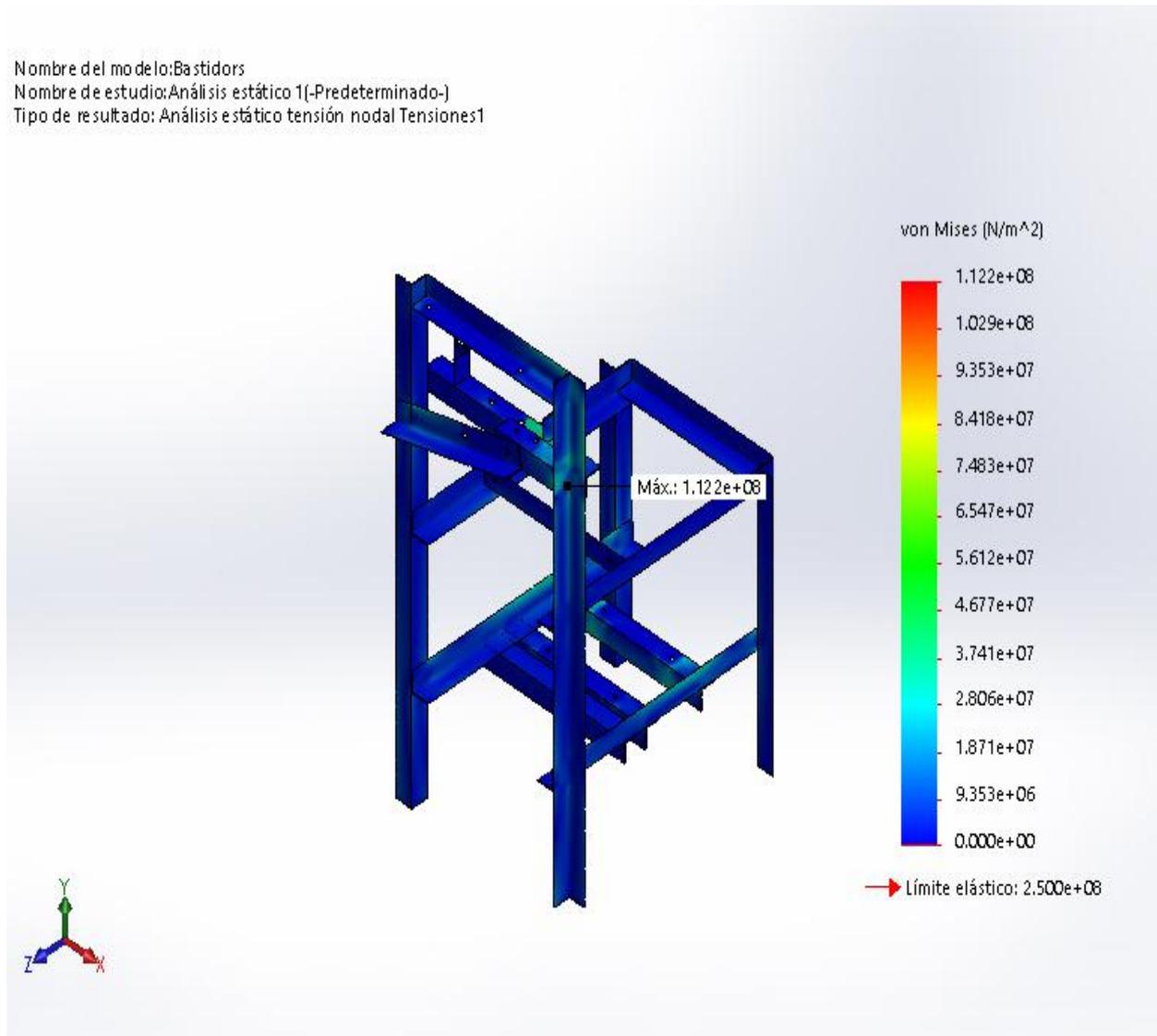


Figura 39. Trasado de tensiones bastidor.

Fuente: (Autor del proyecto)

Trasado de factor de seguridad. Según el trazado del factor de seguridad se tiene un mínimo de 2.227 localizado como se muestra en la figura 40 lo que junto con lo inferido en el

trazado de tensiones de Von Mises se puede asegurar que los segmentos angulares soportaran satisfactoriamente las condiciones de carga de operación máxima.

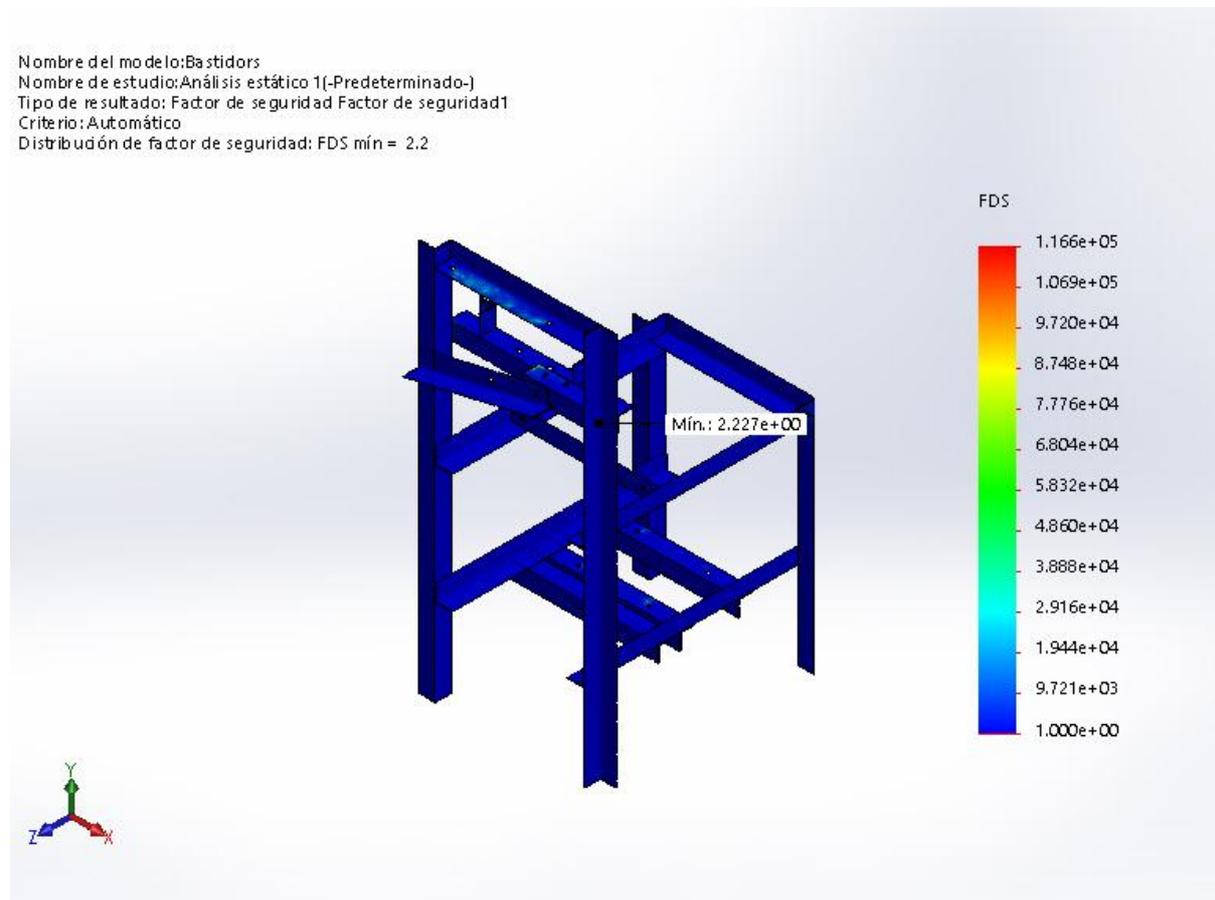


Figura 40. Trazado de factor de seguridad bastidor.

Fuente: (Autor del proyecto)

4.4 FASE IV. Presentación del diseño mecánico del banco de pruebas mediante modelos generados en SolidWorks.

4.4.1 Actividad 1. Realizar una descripción del banco de pruebas y de los elementos que lo constituyen.

Con el desarrollo de las actividades de diseño mecánico del banco de pruebas se consiguió generar mediante el software SolidWorks el modelo tridimensional que se muestra

en la imagen figura 41. Este representa una máquina que incorpora todos los elementos anteriormente calculados o seleccionados.

Para conocer las dimensiones y características específicas de los elementos mostrados a continuación se sugiere revisar los modelos 3D digitales de SolidWorks y los planos que se encuentran en el CD que complementa este trabajo escrito.

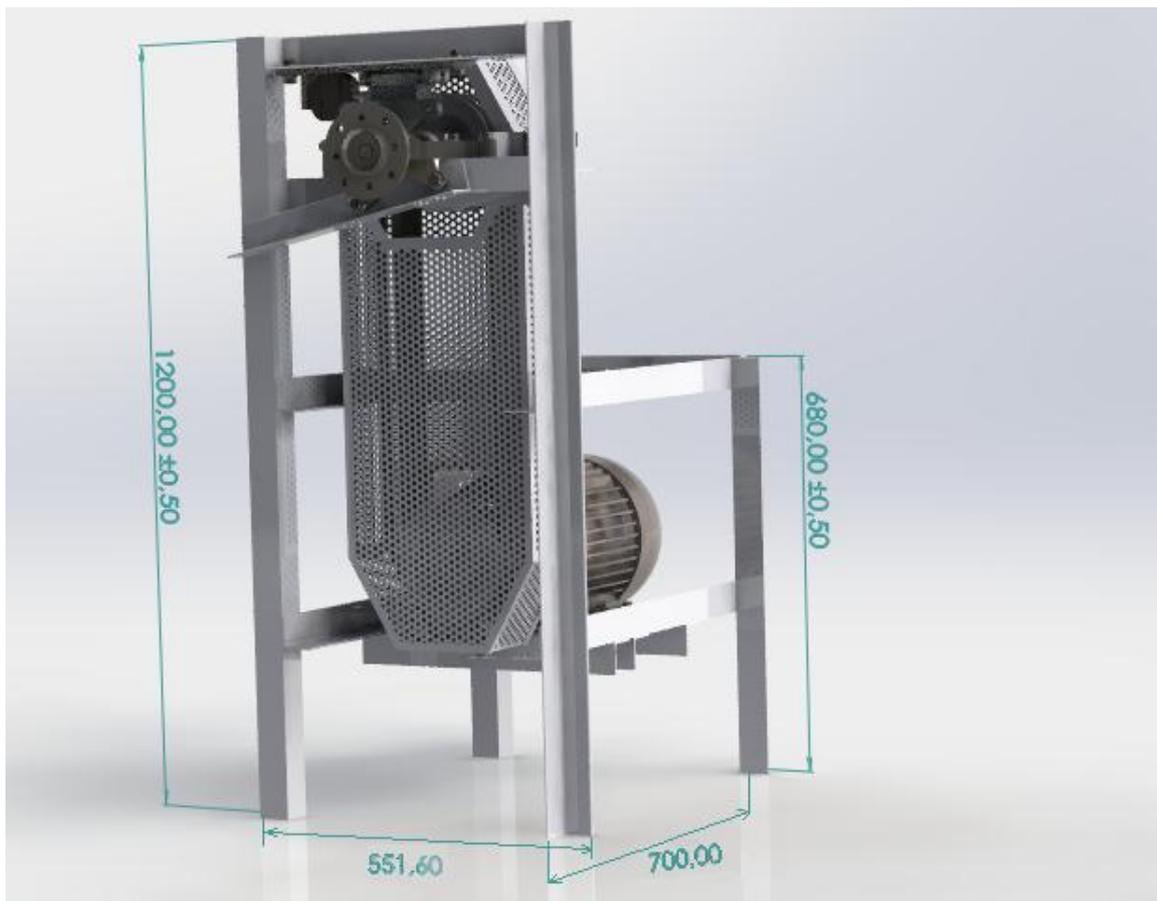


Figura 41. Banco de pruebas.

Fuente: (Autor del proyecto)

La siguiente tabla 10, muestra los elementos que conforman el banco de pruebas:

Tabla 10. Elementos que conforman el banco de pruebas.

Componente	Referencia al plano del elemento
Bastidor	Apéndice 13
Sistema de transmisión	Apéndice 17
Dinamómetro	Apéndice 14
Guarda poleas	Apéndice 15
Motor	Apéndice 11

Fuente: (Autor del proyecto)

Componentes del diseño mecánico del banco de pruebas.

Bastidor. Es un armazón constituido por 19 segmentos de hierro angular de 2 pulgadas de Acero ASTM A36. Tiene como función proveer un soporte rígido para los demás elementos del banco de pruebas. Gracias a la versatilidad que posee el hierro angular es posible fijar a este bastidor otras estructuras por medio de uniones atornilladas o soldadas que sirvan de soporte a los elementos de un sistema de automatización. Por esta razón la elección del perfil de hierro angular se ve justificada.

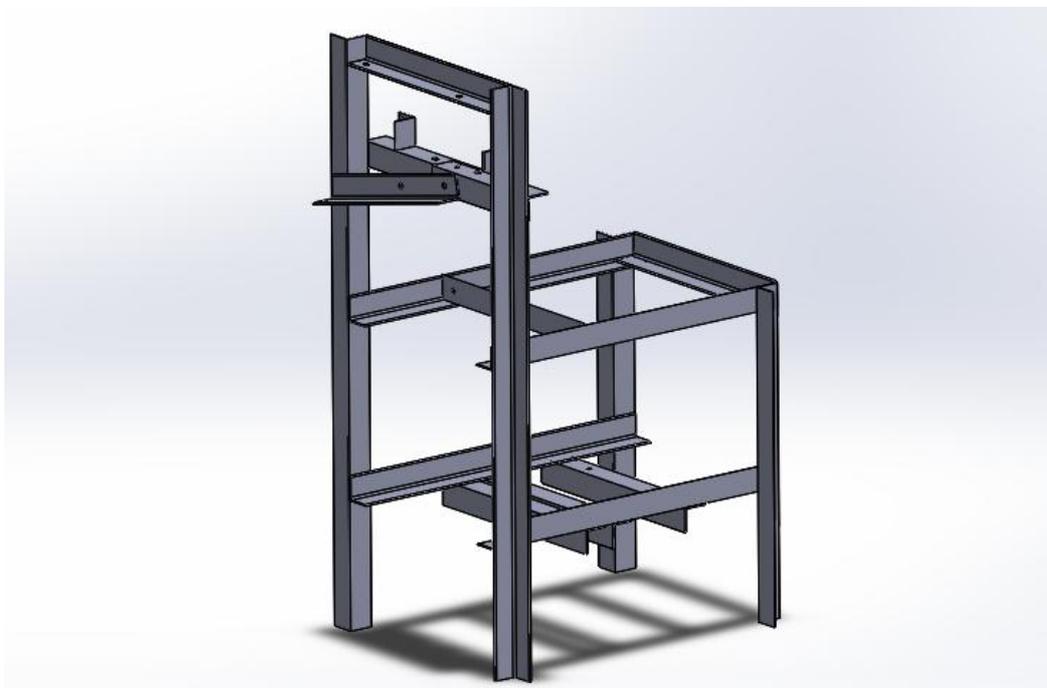


Figura 42. Bastidor.

Fuente: (Autor del proyecto)

una celda de carga tipo S, dos tornillos de sujeción y dos ejes de acero que soportan al porta pinza.

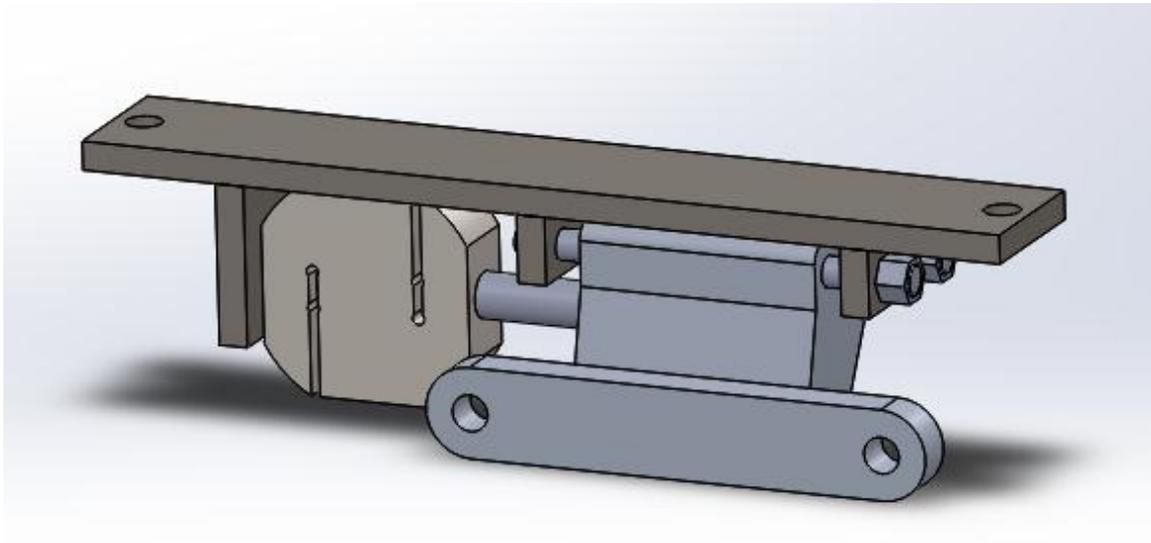


Figura 44. Dinamómetro descripción.

Fuente: (Autor del proyecto)

Guarda poleas. Es una jaula de protección para la transmisión por bandas. La estructura de este elemento es un armazón de acero de sección rectangular o platina de $\frac{1}{2}$ pulgadas, hierro angular de 1 pulgada y lámina metálica perforada. Su función es la de impedir el contacto de elementos extraños con las bandas en V y las poleas para así garantizar la seguridad en la operación de la máquina.



Figura 45. Guarda poleas.

Fuente: (Autor del proyecto)

4.4.2 Actividad 2. Análisis de costos.

Cotización de los materiales para la construcción del banco de pruebas.

Con el fin de obtener una estimación apropiada para los costos de los materiales para el proyecto se hizo una revisión de los costos en el mercado regional donde se visitaron los lugares donde estos son vendidos. Estos precios se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 11. Cotización de los materiales.

Cantidad	Precio 1.	Precio 2.	Precio 3.	Promedio
Angulo 2 pulgadas 6m	\$50.000	\$45.000	\$50.000	\$48.333
Angulo 1 pulgada 6m	\$35.000	\$40.000	\$40.000	\$38.333
Angulo ½ pulgada	\$35.000	\$35.000	\$35.000	\$35.000
Platina 2 pulgadas 6m	\$30.000	\$30.000	\$30.000	\$30.000
Platina ½ pulgadas 6m	\$33.000	\$33.000	\$33.000	\$33.000
Mangueta Chevrolet Spark M300	\$90.000	\$90.000	\$90.000	\$90.000
Rodamientos Chevrolet Spark M300	\$20.000	\$20.000	\$20.000	\$20.000
Cubo de la rueda Chevrolet Spark M300	\$45.000	\$45.000	\$45.000	\$45.000
Eje de transmisión	\$20.000	\$20.000	\$20.000	\$20.000
Rodamiento tipo Y 20mm	\$28.000	\$23.000	\$30.000	\$30.000
Polea	\$130.000	\$130.000	\$130.000	\$130.000
Motor 7,5 Hp	\$1.200.000	\$1.200.000	\$1.200.000	\$1.200.000
Porta pinzas	\$50.0000	\$50.0000	\$50.0000	\$50.0000
Lamina perforada m ²	\$80.500	\$80.500	\$80.500	\$80.500
Tornillos M5	\$3.000	\$3.000	\$3.000	\$3.000
Tornillos M10	\$3.500	\$3.500	\$3.500	\$3.500
Tornillos M12	\$3.500	\$3.500	\$3.500	\$3.500

Fuente: (Autor del proyecto)

Luego de obtener la cotización de los materiales, se procede a calcular el costo estimado del proyecto como se muestra en la tabla 12.

Tabla 12. Costos de los materiales requeridos.

Cantidad	Cantidad	Valor unitario promedio	Total
Angulo 2 pulgadas	8m	\$8.055/m	\$64.440
Angulo 1 pulgada	2.5m	\$6.388/m	\$15.970
Angulo ½ pulgada	4m	\$5.833/m	\$23.332
Platina 2 pulgadas	0.45m	\$5.000/m	\$2.250
Platina ½ pulgadas	1.7m	\$5.500/m	\$9.350
Mangueta Chevrolet Spark M300	1	\$90.000	\$90.000
Rodamientos Chevrolet Spark M300	2	\$20.000	\$40.000
Cubo de la rueda Chevrolet Spark M300	1	\$45.000	\$45.000
Eje de transmisión	1	\$20.000	\$20.000
Rodamiento tipo Y	1	\$30.000	\$30.000
Polea	3	\$130.000	\$39.0000
Motor 7,5 Hp	1	\$1.200.000	\$1.200.000
Porta pinzas	1	\$50.0000	\$50.0000
Lamina perforada	0.620 m ²	\$80.500/ m ²	\$49.910
Tornillos M5	8	\$3.000	\$24.000
Tornillos M10	11	\$3.500	\$38.500
Tornillos M12	6	\$3.500	\$21.000
	Costo del diseño		\$600.000
	Mano de obra		\$300.000
	Costo total		\$ 3.463.752

Fuente: (Autor del proyecto)

Conclusiones

Habiendo terminado todas las fases del desarrollo del modelo para el diseño mecánico de un banco de pruebas de frenos de disco podemos concluir:

El diseño se adapta a las necesidades planteadas por la investigación, cumpliendo con los criterios de validez y confiabilidad necesarios en la recolección de datos académicos. Se intentó adaptar el diseño a sus términos más confiables, por esta razón se eligió este diseño conceptual, que, aunque un poco más complejo en tanto a su diseño y posterior construcción, podrá obtener datos más precisos y por ende académicamente válidos.

Se eligió el sistema de transmisión por bandas porque este es el más óptimo en términos aplicativos, ya que los sistemas de transmisión flexibles tienen la capacidad de absorber vibraciones que afectarían de otra forma a la precisión de los ensayos experimentales.

La decisión de incluir elementos genéricos automotrices en el diseño final obedece a que su precio es más bajo comparado con la manufactura de otra pieza similar, además de que se encuentran de forma muy fácil en el mercado local.

Este trabajo se concluye dando como resultado el diseño mecánico de un prototipo de un banco de pruebas de frenos de disco, sin embargo, es importante recordar que para que este prototipo sea considerado como una máquina “completa” debe realizarse el diseño de un sistema de automatización y así completar su diseño final para ahora si pasar a la fase de construcción.

Recomendaciones

Se debe adaptar el lugar donde se va instalar el equipo de trabajo principalmente con buena instalación eléctrica, iluminación adecuada, ventilación natural, piso de concreto y los soportes de ajuste adecuados para la estructura se encuentren bien ubicados para anclar la máquina.

Para la realización de las actividades de instrumentación y automatización se sugiere la creación e implementación de protocolos de seguridad y emergencia para garantizar la operación segura del banco de pruebas.

En la etapa de construcción es de suma importancia verificar la alineación y correcta ubicación de los elementos del sistema de transmisión, pues el funcionamiento de este fuera de estas condiciones, puede representar un funcionamiento inapropiado y desgaste prematuro de estos elementos.

Verificar que las pruebas realizadas en el banco no sobrepasen las capacidades del mismo y que se encuentran bien definidas en el apartado de especificaciones.

También se recomienda proteger el cuerpo del bastidor con la pintura o cualquier anticorrosivo para asegurar que este no se deteriore por este factor

Referencias

- Acosta Álvarez, I. F., & Pareja Dangond, D. D. (2019). Construcción de un banco de pruebas para el análisis del comportamiento al desgaste de los sistemas de frenos de disco automotrices. Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánica, Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.
- Aleksendric, D., & Duboka, Č. (2006). Prediction of automotive friction material characteristics using artificial neural networks-cold performance. *Wear*, 261(3–4), 269–282. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.10.006>
- Criado, E. (2012). Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula student. Leganes, España: Universidad Carlos III de Madrid.
- Echavez-Díaz, R. D., & Quintero-Orozco, A. (2017). Estudio experimental del comportamiento dinámico del fluido del aire a través de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209. Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánica, Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.
- García León, R. A. (2014). Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión. Tesis de pregrado. Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.
- García-León, R. A. (2014). Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión. Tesis de pregrado en ingeniería Mecánica, Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.

Retrieved from

<http://repositorio.ufpso.edu.co:8080/dspaceufpso/bitstream/123456789/251/1/25724.pdf>

García-León, R. A. (2017). Thermal study in three vented brake discs, using the finite element analysis. *DYNA (Colombia)*, 84(200). <https://doi.org/10.15446/dyna.v84n200.55663>

García-León, R. A., Echavez-Díaz, R. D., & Flórez-Solano, E. (2018). Thermodynamic analysis of an automotive brake disc with ventilation pillars NACA type 66-209. *IngeCUC*, 14(2), 9–18.

García-León, R. A., & Flórez-Solano, E. (2016). Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan los frenos de disco ventilados. *Tecnura*, 20(Edición Especial), 15–30. <https://doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2016.SE1.a01>

García-León, R. A., & Flórez-Solano, E. (2017). Dynamic analysis of three autoventilated disc brakes. *Ingeniería E Investigación*, 37(3), 102–114. <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v37n3.63381>

García-León, R. A., Flórez-Solano, E., & Rodríguez-Castilla, M. M. (2019). Thermo-mechanical assessment in three auto-ventilated disc brake by implementing finite elements. *Journal of Physics: Conference Series*, 11, 1129. <https://doi.org/https://doi.org/10.1088/1742-6596/1129>

García-León, R. A., & Pérez Rojas, E. (2017). Analysis of the amount of heat flow between cooling channels in three vented brake discs. *Ingeniería Y Universidad*, 21(1), 71–96.
<https://doi.org/10.11144/Javeriana.iyu21-1.aahf>

García-León, R. A., Rivera López, J. E., Quintero-Orozco, A., & Gutiérrez-Paredes, G. J. (2019). Análisis del caudal en un disco de freno automotriz con alabes de ventilación tipo NACA66-209, utilizando velocimetría de imagen de partículas. *Informador Técnico*, 83(1), 10–24.

Gudmand-Høyer, L., Bach, A., Nielsen, G. T., & Morgen, P. (1999). Tribological properties of automotive disc brakes with solid lubricants. *Wear*, 232(2), 168–175.
[https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00142-8](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00142-8)

Hailing, J. (1991). *Encyclopedia of tribology*. *Wear* (Vol. 150). [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(91\)90333-P](https://doi.org/10.1016/0043-1648(91)90333-P)

Hee, K. W., & Filip, P. (2005). Performance of ceramic enhanced phenolic matrix brake lining materials for automotive brake linings. *Wear*, 259(7–12), 1088–1096.
<https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.02.083>

Heussaff, A., Dubar, L., Tison, T., Watremez, M., & Nunes, R. F. (2012). A methodology for the modelling of the variability of brake lining surfaces. *Wear*, 289, 145–159.
<https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.04.002>

- Hwang, H. J., Jung, S. L., Cho, K. H., Kim, Y. J., & Jang, H. (2010). Tribological performance of brake friction materials containing carbon nanotubes. *Wear*, 268(3–4), 519–525. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2009.09.003>
- Jang, H., & Kim, S. J. (2000). The effects of antimony trisulfide (Sb₂S₃) and zirconium silicate (ZrSiO₄) in the automotive brake friction material on friction characteristics. *Wear*, 239(2), 229–236. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(00\)00314-8](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(00)00314-8)
- Jian, Y. & Shui, Y. (2017) Análisis numérico y experimental del campo de temperatura transitoria del freno de disco ventilado en condiciones de frenado brusco. Numerical and experimental analysis of transient temperature field of ventilated disc brake under the condition of hard braking Recuperado de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1290072916314880>
- Karan Dhir, D. (2018) Rendimiento termomecánico de los frenos de disco automotrices. Thermo-mechanical performance of automotive disc brakes Recuperado de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785317325555>
- Matějka, V., Metinöz, I., Wahlström, J., Alemani, M., & Perricone, G. (2017). On the running-in of brake pads and discs for dyno bench tests. *Tribology International*, 115(June), 424–431. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.06.008>
- Oertela, C., Neuburgera, H., & Sabo, A. (2010). Construcción de un banco de pruebas para rines de bicicleta y frenos de disco. Construction of a test bench for bicycle rim and disc

brakes. Recuperado de

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705810003462>

Todorovic, J., Duboka, C., & Arsenic, Z. (1995). Operational life expectancy of rubbing elements in automotive brakes, 28(7), 423–432.

Wahlström, J. (2015) Una comparación de la fricción medida y simulada, el desgaste y la emisión de partículas de los frenos de disco. A comparison of measured and simulated friction, wear, and particle emission of disc brakes. Recuperado de

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X15003278>

Apéndice

Apéndice A. Potencias nominales de bandas en V estándar.

Tabla 17-12

Potencias nominales de
bandas en V estándar

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
		28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice B. Factores de servicio sugeridos K_s para transmisiones de banda en V.

Tabla 17-15

Factores de servicio sugeridos K_s para transmisiones de banda en V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice C. Potencias nominales de bandas en V estándar.

Tabla 17-12

Potencias nominales de
bandas en V estándar

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6 y mayor	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0 y mayor	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice D. Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana W y V.

Tabla 17-13

Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	VV	K_1 Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\,543 + 0.007\,46\,8\,\theta - 0.000\,015\,052\,\theta^2$
 en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice E. Factor de corrección de longitud de banda K2.

Tabla 17-14

Factor de corrección de longitud de banda K_2 *

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

*Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice F. Algunos parámetros de bandas en V.

Tabla 17-16

Algunos parámetros de
bandas en V*

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice G. Propiedades de algunos aceros.

Tabla A-20

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estrados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg)]. Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice H. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin.

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgler (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice I. Dimensiones de cuñas y cuñeros estándar.

<i>Diámetro del eje</i>		<i>Tamaño de la cuña</i>		<i>Profundidad del cuñero</i>
<i>Más de</i>	<i>Hasta (inclusive)</i>	<i>w</i>	<i>h</i>	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

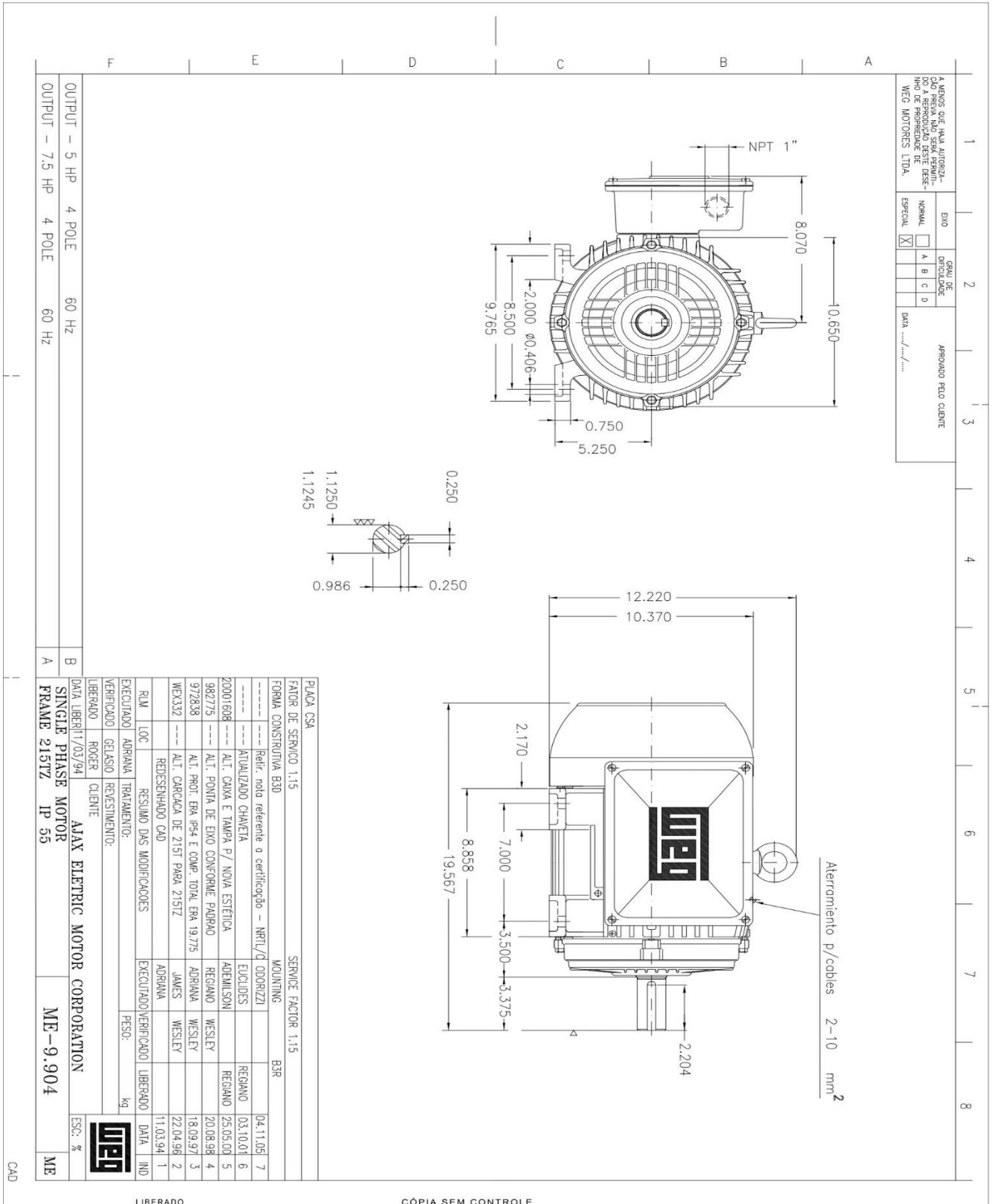
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Apéndice J. Hoja de datos Motor WEG.

HOJA DE DATOS						
Motor Monofásico de Inducción - Rotor de Jaula						
Cliente :						
Línea del producto : General Monofásico			Código del producto :		10372078	
			Catalog # :		00718ES1E215TZ	
Carcasa : 215TZ Potencia : 7.5 HP (5.5 kW) Polos : 4 Frecuencia : 60 Hz Tensión nominal : 208-230/460 V Corriente nominal : 35.5-34.0/17.0 A Corriente de arranque : 249-238/119 A Ip/In : 7.0x(Cód. J) Corriente en vacío : 16.6-19.2/9.60 A Rotación nominal : 1730 rpm Resbalamiento : 3.89 % Torque nominal : 3.10 kgfm Torque de arranque : 320 % Torque máximo : 240 % Clase de aislamiento : F Factor de servicio : 1.15 Momento de inercia (J) : 0.0371 kgm ²			Tiempo de rotor bloqueado : 14s (frío) 8s (caliente) Elevación de temperatura : 80 K Régimen de servicio : Cont.(S1) Temperatura ambiente : -20°C hasta +40°C Altitud : 1000 m Grado de protección : IP55 Método de refrigeración : IC411 - TEFC Forma constructiva : F-1 Sentido de giro ¹ : Ambos Método de Arranque : Partida directa Masa aproximada ³ : 70.4 kg			
Potencia	25%	50%	75%	100%	Fuerzas en la fundación	
Rendimiento (%)	76.7	78.0	82.0	83.0	Tracción máxima : 102 kgf	
Cos ?	0.41	0.71	0.81	0.86	Compresión máxima : 173 kgf	
Tipo de cojinete :			Delantero		Trasero	
Sello :			6308 ZZ		6206 ZZ	
Intervalo de lubricación :			V'Ring		V'Ring	
Cantidad de lubricante :			-		-	
Tipo de lubricante :			Mobil Polyrex EM			
Notas						
Esta revisión substitui y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.				Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma NEMA MG-1.		
Rev.	Resumen de los cambios			Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor						
Verificador					Página	Revisión
Fecha	29/05/2019				1 / 2	

Propiedad de WEG S/A. Prohibida la reproducción sin permiso.
Sujeto a cambios sin previo aviso

Apêndice K. Plano del motor.



Apéndice L. Ficha técnica SYK 20 TD.



SYK 20 TD

Compliance with standard

ISO

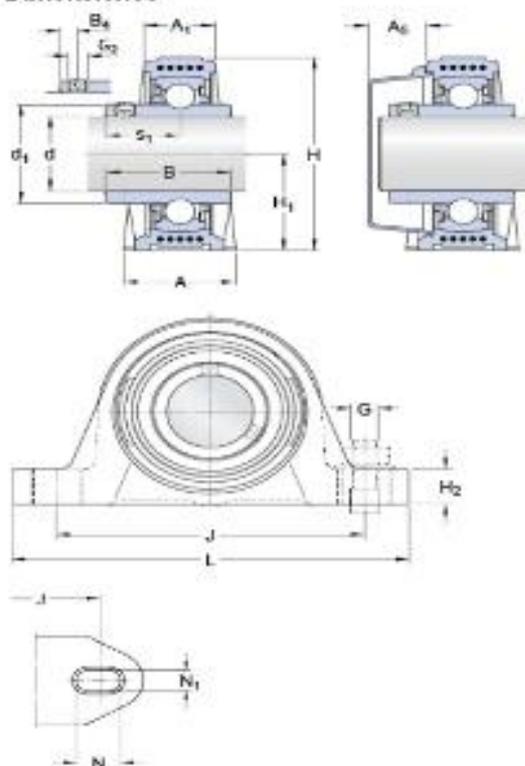
Material

Compuesto

Sealing solution

5-lip seals

Dimensiones



d	20	mm
A	32	mm
A ₁	21	mm
A ₂	20	mm
B	31	mm
H	64 b	mm
H ₁	33.3	mm
H ₂	16	mm
J	96 b	mm
J	max. 102	mm
J	min. 91	mm
L	126	mm
N	17.5	mm
N ₁	12	mm
s ₁	18.3	mm

Dimensiones

d ₁	=	28.2	mm
B ₄		4.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica

C 12.7 kN

Capacidad de carga estática básica

C₀ 6.55 kN

Carga límite de fatiga

P₀ 0.28 kN

Velocidad límite

1800 r/min

(con tolerancia de eje h6)

Continuación Apéndice L.

Masa

Unidad de masa	0.25	kg
----------------	------	----

Mounting information

Rosca del prisionero	G ₂	M6x0.75
----------------------	----------------	---------

Información de montaje

Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N	3	mm
Par de apriete recomendado para el prisionero		4	N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	10	mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.375	in

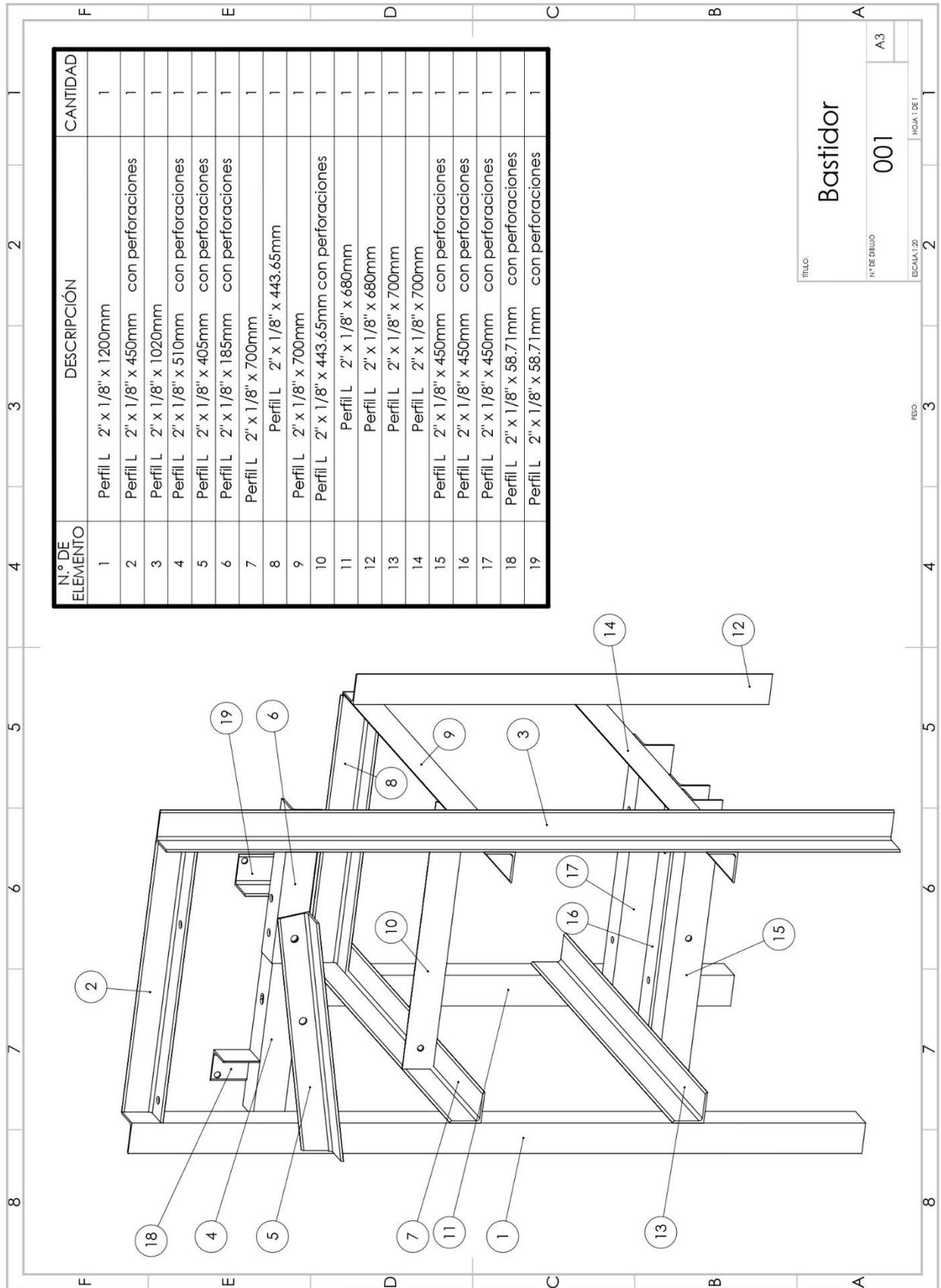
Productos correspondientes

Soporte	SYK 504
Rodamiento	YARAG 204

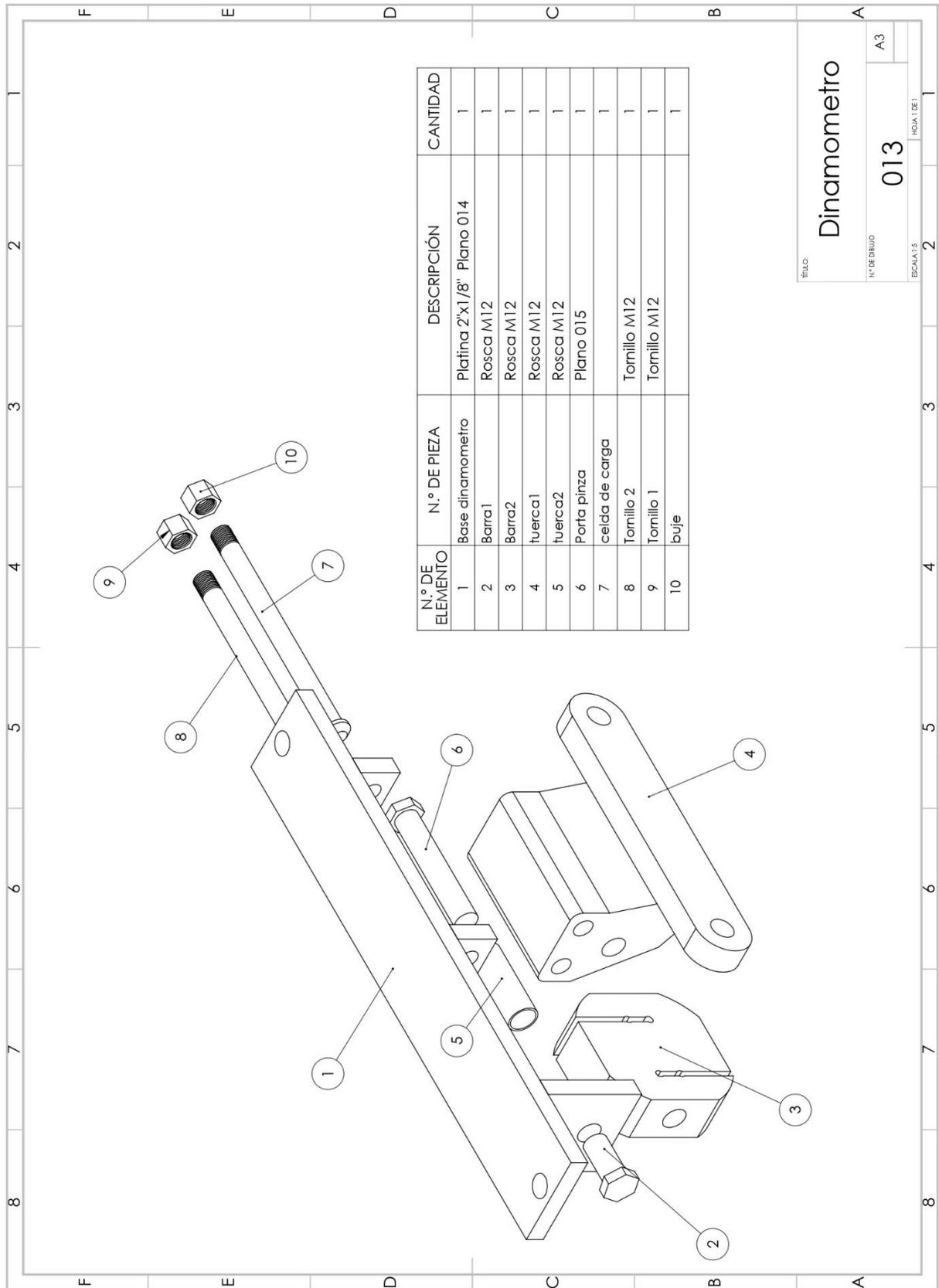
Productos adecuados

End cover	ECY 204
-----------	---------

Apéndice M. Plano del bastidor.

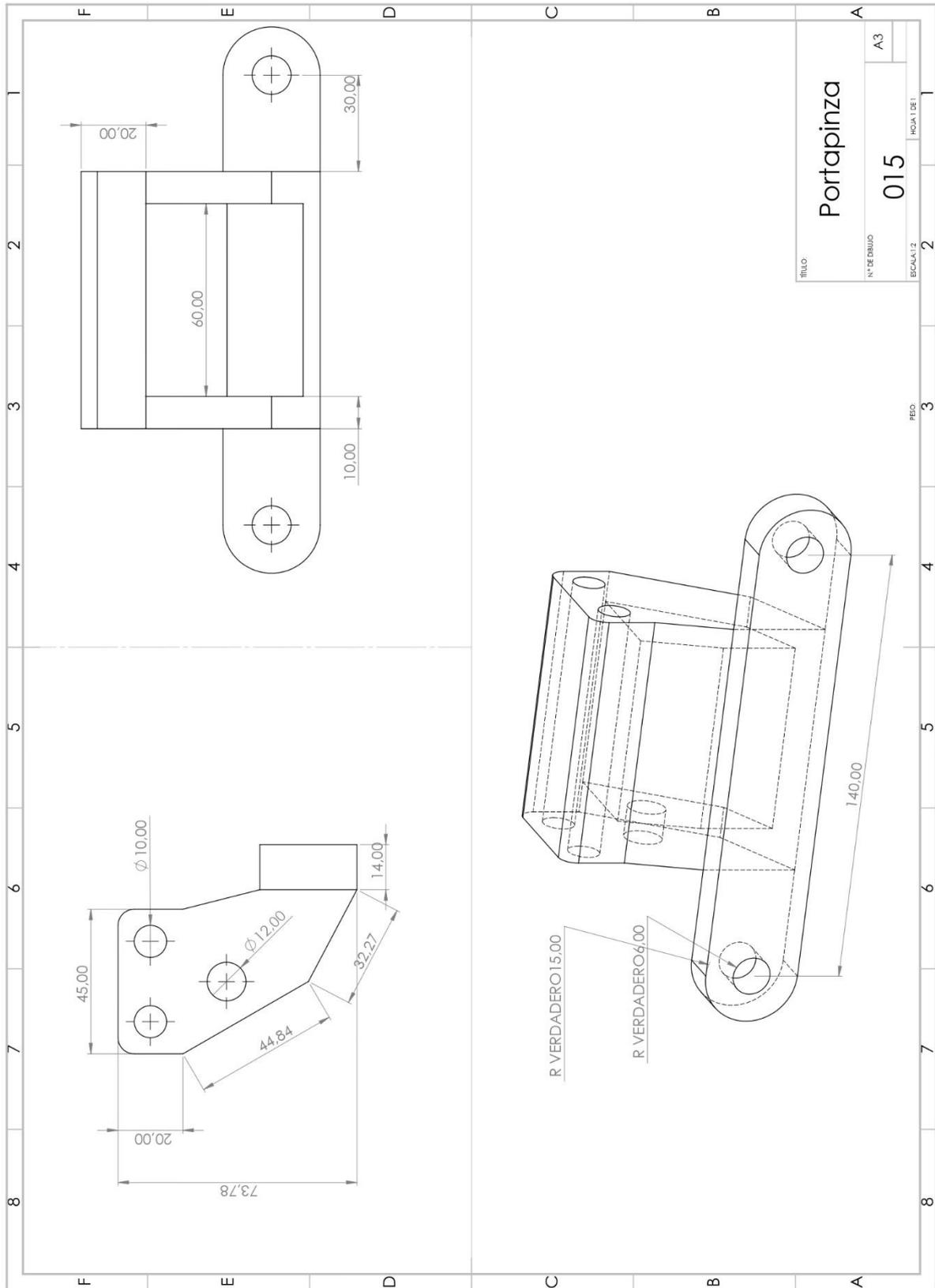


Apéndice N. Plano del dinamómetro.

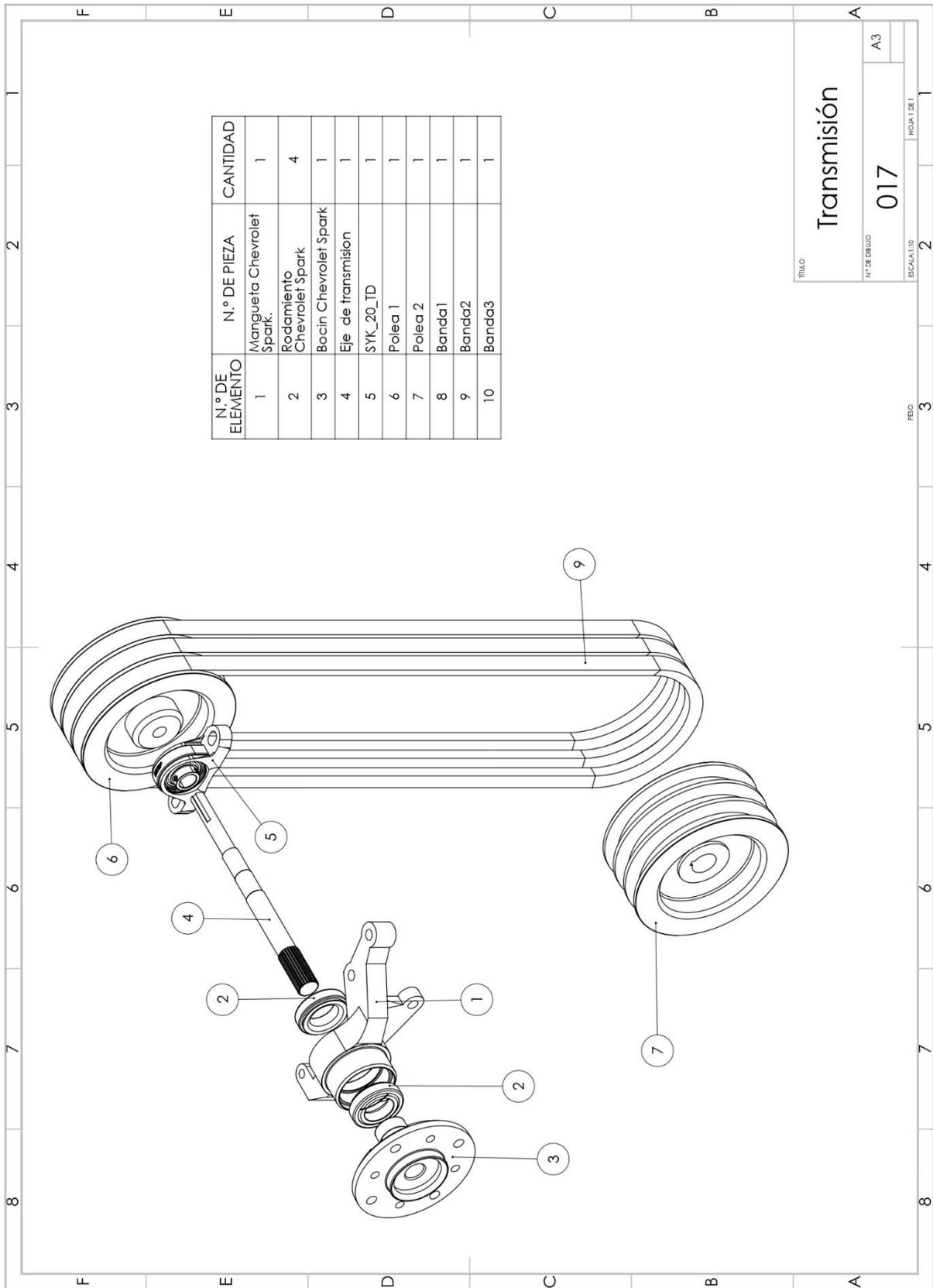


TITULO: **Dinamometro**
 N.º DE DIBUJO: **013**
 ESCALA: 1:1
 HOJA 1 DE 1
 A3

Apéndice P. Plano del porta pinza.



Apéndice Q. Plano Sistema de transmisión.



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Mangueta Chevrolet Spark.	1
2	Rodamiento Chevrolet Spark	4
3	Bocin Chevrolet Spark	1
4	Eje de transmisión	1
5	SYK_20_ID	1
6	Polea 1	1
7	Polea 2	1
8	Banda1	1
9	Banda2	1
10	Banda3	1

TÍTULO		Transmisión	
N.º DE DIBUJO	017	A3	
ESCALA 1:10		FECHA	HOJA 1 DE 1

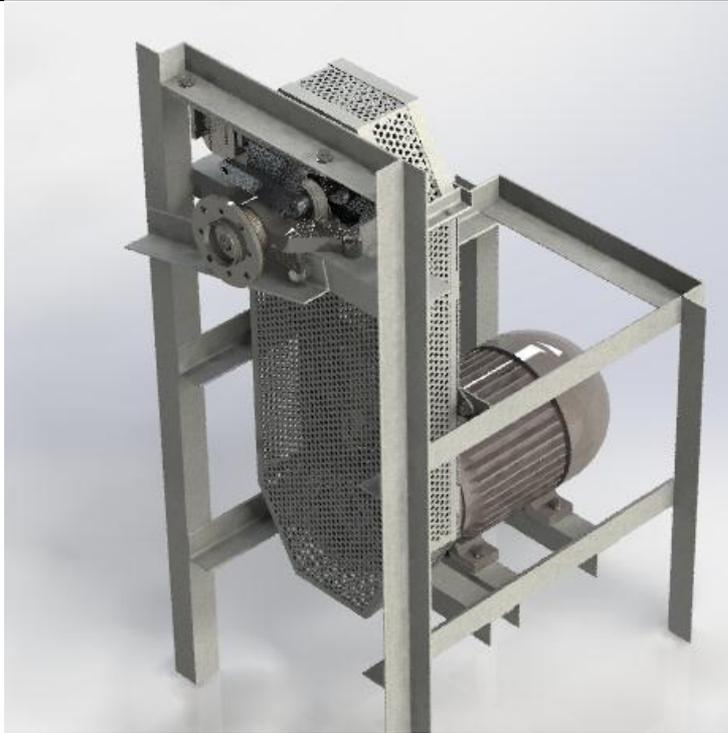
Apéndice R. Ficha técnica y manual de mantenimiento.

Banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de frenos de disco automotrices.



El objetivo de este documento es presentar las principales características del banco de pruebas junto con algunas consideraciones referentes al mantenimiento del equipo. No debe tomarse en cuenta como un manual técnico de mantenimiento pues toda la información que contiene hace referencia exclusivamente a los elementos que conforman el diseño mecánico del banco de pruebas.

David Jared Páez Gómez

	UFPSO					
Ficha técnica						
Equipo	Banco de pruebas para comprobar el comportamiento tribológico de los sistemas de freno disco automotrices.					
	Datos técnicos del motor					
	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">Marca</td> <td style="width: 50%;">WEG</td> </tr> </table>	Marca	WEG			
	Marca	WEG				
	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">Potencia</td> <td style="width: 50%;">7.5 HP</td> </tr> </table>	Potencia	7.5 HP			
	Potencia	7.5 HP				
	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">Voltaje</td> <td style="width: 50%;">208-230/460 V</td> </tr> </table>	Voltaje	208-230/460 V			
	Voltaje	208-230/460 V				
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">Velocidad angular</td> <td style="width: 50%;">1800 rpm</td> </tr> </table>	Velocidad angular	1800 rpm				
Velocidad angular	1800 rpm					
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">Frecuencia</td> <td style="width: 50%;">60 Hz</td> </tr> </table>	Frecuencia	60 Hz				
Frecuencia	60 Hz					
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">Alto</td> <td style="width: 50%;">1200mm</td> </tr> <tr> <td>Ancho</td> <td>551.6mm</td> </tr> <tr> <td>Largo</td> <td>700mm</td> </tr> </table>	Alto	1200mm	Ancho	551.6mm	Largo	700mm
Alto	1200mm					
Ancho	551.6mm					
Largo	700mm					
Dimensiones principales del banco de pruebas						
Transmisión de potencia						
Numero de bandas	3					
Designación	C68					
Rodamientos						
SYK 20 TD						
Partes Automotrices						

Mangueta	Ref. Chevrolet Spark M300
Cubo de la rueda	Ref. Chevrolet Spark M300
Material del bastidor:	Hierro angular de 2 Pulgadas

Precauciones.

- Para realizar cualquier acción de mantenimiento es necesario que el equipo este desconectado de la red eléctrica
- Se debe garantizar que todos los elementos del dispositivo estén en posición segura
- Cada vez que se manipule, modifique o sustituya algún elemento del sistema de transmisión se debe comprobar la alineación del mismo
- Evite colocar objetos extraños encima de la maquina cuando esta se vaya a colocar en marcha.

Pasos recomendados para el mantenimiento.

La finalidad de las acciones de mantenimiento presentadas en este documento tiene como fin garantizar el correcto funcionamiento del equipo a lo largo del tiempo manteniendo sus características de funcionalidad y seguridad.

PASO 1: Realizar una limpieza general para eliminar cualquier tipo de suciedad

PASO 2: Realizar una inspección visual al equipo comprobando que no existan irregularidades como grietas o deformaciones en los elementos que lo conforman.

PASO 3: Comprobar que los elementos móviles no produzcan ruidos excesivos o no esperados

PASO 4: Inspeccionar las bandas de perfil en V en busca de señales de desgaste