



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN FRENÓMETRO PARA DETERMINAR LA EFICIENCIA DEL FRENADO EN MOTOCICLETAS SEGÚN LA NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2558”

**QUEZADA CAMPOVERDE JUAN PABLO
QUISAGUANO CATOTA EDWIN EFRAIN**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2017

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2015-05-27

Yo recomiendo que la Tesis de grado preparada por:

QUEZADA CAMPOVERDE JUAN PABLO

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN FRENÓMETRO PARA DETERMINAR
LA EFICIENCIA DEL FRENADO EN MOTOCICLETAS SEGÚN LA NORMA
TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2558”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Cesar Sinchiguano Conde
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Sócrates Miguel Aquino Arroba
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2015-05-27

Yo recomiendo que la Tesis de grado preparada por:

QUISAGUANO CATOTA EDWIN EFRAIN

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN FRENÓMETRO PARA DETERMINAR
LA EFICIENCIA DEL FRENADO EN MOTOCICLETAS SEGÚN LA NORMA
TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2558”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Cesar Sinchiguano Conde
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Sócrates Miguel Aquino Arroba
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: QUEZADA CAMPOVERDE JUAN PABLO

TESIS DE GRADO: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN FRENÓMETRO PARA DETERMINAR LA EFICIENCIA DEL FRENADO EN MOTOCICLETAS SEGÚN LA NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2558”

Fecha de Examinación: 2017-02-20

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Geovanny Novillo Andrade PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Pablo Cesar Sinchiguano Conde DIRECTOR			
Ing. Sócrates Miguel Aquino Arroba ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Geovanny Novillo Andrade
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: QUISAGUANO CATOTA EDWIN EFRAIN

TESIS DE GRADO: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN FRENÓMETRO PARA DETERMINAR LA EFICIENCIA DEL FRENADO EN MOTOCICLETAS SEGÚN LA NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2558”

Fecha de Examinación: 2017-02-20

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Geovanny Novillo Andrade PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Pablo Cesar Sinchiguano Conde DIRECTOR			
Ing. Sócrates Miguel Aquino Arroba ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Geovanny Novillo Andrade
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Quezada Campoverde Juan Pablo

Quisaguano Catota Edwin Efrain

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotros, Quezada Campoverde Juan Pablo y Quisaguano Catota Edwin Efrain, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Quezada Campoverde Juan Pablo
Cédula de Identidad: 2200044770

Quisaguano Catota Edwin Efrain
Cédula de Identidad: 1719339010

DEDICATORIA

A mi amada esposa Sandra Vacacela por su amor incondicional y apoyo, a mi hija Daelys Quezada por ser el regalo más preciado que Dios me ha dado, a mis padres Pablo Quezada, Dolores Campoverde por ser ejemplo de trabajo, esfuerzo y superación, a Cecilia Panamito por cuidar de mi infancia, a mis hermanos Verónica, Cristina, Jackson, Diego por sus sinceras demostraciones de afecto, a mi suegra Manuela Naula a quién estoy agradecido por todo lo que hizo por mí.

Quezada Campoverde Juan Pablo

Esta meta cumplida es gracias al apoyo de mis padres, Miguel Quisaguano y María Catota, mis hermanos, sobrinos, mi tía, mi esposa y demás familiares que son el pilar fundamental para seguir cumpliendo todos mis objetivos, ante todo esto también dedico a Dios por tenerlos con bien a toda mi familia.

Quisaguano Catota Edwin Efrain

Agradecimiento

Es propicia la ocasión para darle gracias a DIOS por darme la oportunidad de haber culminado con éxitos en una meta más, por derramar su sabiduría y guiarme por el buen camino, cuando estuve a punto de desmayar por las circunstancias adversas, fuiste tú Dios padre todo poderoso que me infundiste aliento para seguir adelante e hiciste que todo esto sea posible, gracias por cuidar de mi familia, amigos y regalarme una gran familia de apoyo incondicional en la fe de Jesucristo

A toda mi familia en general por brindar su apoyo y confianza para poder ver culminada una meta en mi vida. Agradezco a la ESPOCH en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindarme conocimientos valores y formarme como un profesional y a sus respectivos docentes por haber impartido sus conocimientos

A mi compañero de tesis Edwin Quisaguano por su comprensión y saber sobresalir en los momentos cruciales durante la realización de la tesis.

Quezada Campoverde Juan Pablo

Mi sincero y eterno agradecimiento a los que forman mi familia, a la ESPOCH en especial la Escuela de Ingeniería Mecánica por formarme como un excelente profesional

Agradezco a los Ingenieros, Edwin Granizo, Pablo Montalvo, Miguel Aquino y Pablo Sinchiguano, a la Licenciada Laura Peñafiel y demás Ingenieros de la Escuela de Ingeniería Mecánica que nos apoyaron de una u otra forma

A mi compañero de tesis, Pablo Quezada con quien supimos afrontar las difíciles situaciones en el transcurso de la culminación de la tesis.

Quisaguano Catota Edwin Efrain

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
1	INTRODUCCIÓN 1
1.1	Antecedentes 1
1.2	Justificación 2
1.3	Objetivos 3
1.3.1	<i>Objetivo general.</i> 3
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i> 3
2.	MARCO TEÓRICO 4
2.1	Motocicletas 4
2.1.1	<i>Huellas de contacto</i> 4
2.1.2	<i>Presión de inflado en los neumáticos</i> 4
2.2	El frenado 5
2.2.1	<i>Dinámica del frenado</i> 5
2.2.1.1	<i>Freno delantero.</i> 5
2.2.1.2	<i>Freno posterior</i> 6
2.4	Reglamento técnico ecuatoriano RTE INEN 136 “motocicletas” 8
2.4.1	<i>Norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2558.</i> 8
2.5	Frenómetro 10
2.5.1	<i>Tipos de frenómetros</i> 10
2.5.1.1	<i>Frenómetro de placas.</i> 10
2.5.1.2	<i>Frenómetro de rodillos.</i> 10
2.6	Rodillos 11
2.6.1	<i>Tubos para transporte de petróleo.</i> 11
2.6.2	<i>Recubrimiento hardline 11-55</i> 12
2.6.2.1	<i>Características y beneficios del recubrimiento</i> 12
2.7	Motorreductor 13
2.9	Sprocket o rueda dentada para cadena. 15
2.10	Chumacera o soporte con rodamiento 16
2.11	Celdas de carga. 16
2.12	Tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009 17
2.13	Software para enlace de datos 18

3.	DISEÑO DEL FRENÓMETRO Y SELECCIÓN DE SUS COMPONENTES	19
3.1	Descripción de la máquina	19
3.1.1	<i>Parámetros de diseño</i>	19
3.2	Fuerzas de Frenado	19
3.2.1	<i>Selección del diámetro de la llanta y de la tubería para la formación de los rodillos</i>	20
3.2.1.1	<i>Selección del diámetro de la llanta de motocicleta</i>	20
3.2.1.2	<i>Selección de la tubería del rodillo</i>	21
3.2.1.3	<i>Cálculo de distancia entre centros de los rodillos</i>	22
3.2.2	Cálculo de las fuerzas de frenado	23
3.2.2.1	<i>Cálculo de la fuerza normal del rodillo</i>	25
3.2.2.2	<i>Cálculo de la fuerza tangencial máxima del rodillo</i>	25
3.3	Selección del motor	26
3.3.1	<i>Cálculo de la velocidad tangencial del rodillo</i>	27
3.3.2	<i>Cálculo de la aceleración del rodillo</i>	27
3.3.3	<i>Torques que actúan sobre los rodillos</i>	28
3.3.4	<i>Potencia requerida para seleccionar el motor</i>	28
3.3.5	<i>Características del motor y reductor seleccionado</i>	30
3.3.5.1	<i>Motor</i>	30
3.3.5.2	<i>Reductor</i>	30
3.4	Selección transmisión por cadena	31
3.4.1	<i>Selección de la cadena</i>	31
3.4.2	<i>Selección de catalina o rueda dentada</i>	32
3.4.3	<i>Determinación de los factores para cálculo entre centros de la catalina y la longitud de la cadena</i>	33
3.4.4	<i>Velocidad exacta de la cadena</i>	35
3.4.5	<i>Carga de trabajo</i>	35
3.5	Diseño del acoplamiento de embrague con dientes en forma de triángulo rectángulo con las puntas truncadas	36
3.5.1	<i>Análisis de fuerzas del acople</i>	36
3.5.1.1	<i>Cálculo de la fuerza tangencial</i>	36
3.5.1.2	<i>Cálculo de la fuerza normal o fuerza axial</i>	37
3.5.2	<i>Cálculo de las propiedades geométricas del diente del acople</i>	38
3.5.3	<i>Cálculo del esfuerzo por flexión de los dientes del acople</i>	41

3.5.4	<i>Cálculo del esfuerzo axial para dientes del acople</i>	42
3.5.5	<i>Aplicando la teoría de la energía de distorsión o teoría de Von Mises-Hencky</i>	42
3.6	Diseño del eje para rodillos	43
3.6.1	<i>Descomposición de la fuerza en el punto C torque del motor</i>	44
3.6.2	<i>Cálculo de los momentos torsores del eje conductor del rodillo</i>	44
3.6.2.1	<i>Cálculo del momento torsor en el punto A del eje conductor del rodillo.</i>	44
3.6.2.2	<i>Cálculo del momento torsor en el punto C del eje conductor del rodillo</i>	44
3.6.2.3	<i>Momento torsor total sobre todo el eje conductor del rodillo</i>	45
3.6.3	<i>Esquema del plano YZ del eje conductor del rodillo</i>	45
3.6.3.1	<i>Cálculo de reacciones</i>	45
3.6.4	<i>Esquema del plano XZ del eje conductor del rodillo</i>	46
3.6.4.1	<i>Cálculo de reacciones</i>	46
3.6.5	<i>Análisis del punto crítico del eje conductor del rodillo</i>	47
3.6.6	<i>Diseño por resistencia estática del eje conductor en el punto B.</i>	49
3.6.6.1	<i>Cálculo del esfuerzo por flexión</i>	49
3.6.6.2	<i>Cálculo del esfuerzo axial</i>	50
3.6.6.3	<i>Cálculo del esfuerzo por torsión</i>	50
3.6.6.4	<i>Aplicando la teoría de la energía de distorsión o teoría de Von Mises-Hencky</i>	51
3.6.7	<i>Diseño por resistencia a la fatiga del eje conductor en el punto B.</i>	52
3.6.7.1	<i>Cálculo del límite de resistencia a la fatiga.</i>	52
3.6.7.2	<i>Factor de concentración de esfuerzos por fatiga</i>	54
3.6.7.3	<i>Fluctuación de la flexión</i>	54
3.6.7.4	<i>Fluctuación del esfuerzo axial</i>	55
3.6.7.5	<i>Fluctuación de torque</i>	56
3.6.7.6	<i>Se utiliza la teoría de Von Mises-Hencky para calcular el esfuerzo equivalente de amplitud</i>	56
3.6.7.7	<i>Se utiliza la teoría de Von Mises-Hencky para calcular el esfuerzo de equivalente medio</i>	56
3.6.7.8	<i>Usando la ecuación de Goodman se determina el factor de seguridad para el diámetro de 35mm</i>	57
3.6.8	<i>Diseño por resistencia estática del eje conductor en el punto E.</i>	57
3.6.8.1	<i>Cálculo del esfuerzo por torsión</i>	57
3.6.8.2	<i>Aplicando la teoría de la energía de distorsión o teoría de Von Mises-Hencky</i>	57

3.6.8.3	<i>Análisis del factor de seguridad mediante SolidWorks.</i>	58
3.6.9	<i>Diseño por resistencia a la fatiga del eje conductor en el punto E.</i>	58
3.6.9.1	<i>Cálculo del límite de resistencia a la fatiga</i>	59
3.6.9.2	<i>Factor de concentración de esfuerzos por fatiga</i>	60
3.6.9.3	<i>Fluctuación de torque</i>	60
3.6.9.4	<i>Se utiliza la teoría de Von Mises-Hencky para calcular el esfuerzo equivalente medio.</i>	61
3.6.9.5	<i>Usando la ecuación de Goodman se determina el factor de seguridad para el diámetro de 25.4mm</i>	61
3.6.10	<i>Selección de la chaveta para el eje en el punto A.</i>	61
3.6.10.1	<i>El cálculo de falla debido al corte de la chaveta.</i>	62
3.6.10.2	<i>El cálculo de falla debido al aplastamiento de la chaveta.</i>	64
3.7	Selección de los rodamientos rígidos de bolas y soporte	64
3.7.1	<i>Carga estática</i>	64
3.7.2	<i>Carga dinámica</i>	65
3.8	Diseño del resorte helicoidal a compresión	67
3.9	Dimensionamiento de pernos	72
3.9.1	<i>Dimensionamiento del perno para la sujeción de los rodillos mediante las chumaceras.</i>	72
3.9.2	<i>Dimensionamiento del perno para la sujeción del motor trifásico de 2 HP.</i>	74
3.10	Tarjeta de adquisición de datos	81
3.11	Software para visualización de datos	82
4	CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL FRENÓMETRO	83
4.1	Tecnología de la construcción del frenómetro	83
4.1.1	<i>Sistemas de construcción de la máquina.</i>	84
4.1.2	<i>Partes constructivas del frenómetro</i>	85
4.1.3	<i>Procedimiento de construcción del frenómetro</i>	86
4.1.4	<i>Flujogramas de construcción</i>	93
4.2	Configuración de la DAQ 6009 para la adquisición de datos	100
4.2.1	<i>Calibración celda tipo s.</i>	104
4.2.2	<i>Calibración celda tipo barra.</i>	105
4.3	Pruebas del frenómetro	108
5	MANUAL DE OPERACIÓN Y MANUAL DE MANTENIMIENTO	110
5.1	Manual de operación	110
5.1.1	<i>Riesgos y medidas preventivas de la máquina.</i>	112

5.1.1.1	<i>Riesgo eléctrico.</i>	112
5.1.1.2	<i>Riesgo mecánico.</i>	113
5.1.1.3	<i>Riesgo ergonómico.</i>	114
5.2	Manual de mantenimiento	115
6	COSTOS DIRECTOS E INDIRECTOS	117
6.1	Costos directos	117
6.2	Costos indirectos	123
6.3	Costo total del frenómetro	123
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	124
7.1	Conclusiones	124
7.2	Recomendaciones	124

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1. Distribución de los pesos en los neumáticos durante el frenado	5
2. Tubería de línea sin costura para transporte de petróleo API5L PSL1	11
3. Dimensiones y peso de la tubería de línea API 5l	11
4. Requerimientos físicos para tubos API ps11	12
5. Propiedades físicas de recubrimiento	13
6. Tamaño de cadenas con rodamientos	15
7. Dimensiones y peso de la tubería de línea api 5l	21
8. Distribución de los pesos en los neumáticos durante el frenado.	25
9. Factor de servicio.....	31
10. Determinación de los factores b, c, d.....	34
11. Coeficientes de fricción estática y por deslizamiento.....	37
12. Propiedades de la base del diente truncado mediante SolidWorks	41
13. Momentos resultantes del eje conductor del rodillo	48
14. Interpolación de los valores FN del Anexo M.....	67
15. Propiedad mecánica del alambre para resorte.....	69
16. Fórmulas para calcular dimensiones del resorte de compresión.....	70
17. Características del resorte de compresión.....	71
18. Constante para estimar la resistencia a la tensión de algunos aceros para resortes	71
19. Sistemas de construcción del frenómetro	84
20. Partes constructivas del frenómetro	85
21. Flujograma de construcción de los rodillos	93
22. Flujograma de construcción de la estructura principal y las rampas.....	96
23. Flujograma de construcción del sistema de embrague	98
24. Valores de milivoltios obtenidos experimentalmente.....	104
25. Valores obtenidos experimentalmente.....	105
26. Valores invertidos de la tabla anterior	106
27. Resultado de las pruebas realizada a diferentes motocicletas.....	109
28. Manual de operación.....	110
29. Mantenimiento del equipo	115
30. Costos de materiales	117

31.	Costos de mano de obra	121
32.	Equipos y herramientas.....	121
33.	Costos de materiales	122
34.	Costo directo total.....	123
35.	Costos indirectos.....	123
36.	Costo total del frenómetro	123

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1. Huella de contacto entre el neumático de la moto y el asfalto	4
2. Presión de inflado en los neumáticos.....	5
3. Variación de la carga sobre los amortiguadores al accionar el freno delantero. ..	6
4. Distancia de frenado, según el freno a emplearse o ambos a la vez	7
5. Frenómetro de placa y rodillos	10
6. Rodillo	12
7. Rodillo con recubrimiento	13
8. Motorreductor	14
9. Cadena de rodamientos	14
10. Tipos de ruedas dentadas para cadena	15
11. Chumacera	16
12. Celda de carga tipo barra para flexión	17
13. Tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009	17
14. Entradas y salidas tarjeta DAQ 6009	18
15. Nomenclatura del neumático	20
16. Selección de la tubería del rodillo.....	21
17. Obtención del ángulo	22
18. Modelo matemático para prueba de frenado en ruedas delanteras	23
19. Características del motor seleccionado.....	30
20. Características del reductor seleccionado	30
21. Número de cadena	32
22. Características de la catalina.....	33
23. Distancia real entre centros de las catalinas.....	34
24. Fuerzas que soporta el acople conductor	36
25. Propiedades geométricas del acople	38
26. Vista superior del acople.....	39
27. Área de la base del diente truncado del acople	41
28. Factor de seguridad estático del acople	43
29. Fuerzas que actúan en el eje conductor del rodillo	43
30. Diagrama de cuerpo libre del eje conductor del rodillo en el plano YZ.....	45
31. Diagrama de fuerzas cortantes plano YZ.....	46

32.	Diagrama de momentos flectores plano YZ	46
33.	Diagrama de cuerpo libre del eje conductor del rodillo en el plano XZ.....	46
34.	Diagrama de fuerzas cortantes plano XZ.....	47
35.	Diagrama de momentos flectores plano XZ	47
36.	Puntos que actúan cargas sobre eje conductor del rodillo	48
37.	Factor de seguridad	52
38.	Fluctuación con inversión completa del eje conductor del rodillo	54
39.	Fluctuación del esfuerzo axial	55
40.	Fluctuación del esfuerzo axial	56
41.	Análisis del eje conductor aplicando torsión pura en el punto E.....	58
42.	Fluctuación del torque	60
43.	Chaveta	62
44.	Fuerzas que actúan sobre la chaveta	62
45.	Nomenclatura del resorte a compresión.....	68
46.	Perno de sujeción	72
47.	Ubicación del peso del motor	75
48.	Carga excéntrica en los pernos	78
49.	Elementos necesarios para uso de la DAQ	82
50.	Logo de LabVIEW.....	82
51.	Rodillos.....	87
52.	Fabricación de las tapas de los rodillos	87
53.	Rodillo	87
54.	Soldadura en el rodillo	88
55.	Cilindrado de los rodillos.....	88
56.	Recubrimiento de los rodillos	88
57.	Desbaste del eje	89
58.	Chumacera, catalina y perforación de la catalina	89
59.	Chavetero en la catalina y montaje de chumaceras catalinas y la cadena	89
60.	Fabricación acople motor-caja reductora.....	90
61.	Base motor-caja reductora	90
62.	Estructura de las rampas	90
63.	Cubierta de la estructura.	91
64.	Acero 1020 para embrague	91

65.	Diseño y construcción del embrague	91
66.	Eje motriz.....	92
67.	Resorte	92
68.	Centrado de los rodillos respecto al conjunto motriz	92
69.	Pintado de la estructura y las rampas	93
70.	NI Signal Express 2015	100
71.	Crear nuevo proyecto.....	101
72.	Ventana en la cual seleccionamos la tarea a realizarse.....	101
73.	Selección de los canales físicos AI0 celda tipo barra de la DAQ 6009.....	101
74.	Selección de los canales físicos AI1 para celda tipo S de la DAQ 6009.....	102
75.	Selección de los canales físicos AI2 para el final de carrera	102
76.	Rangos para la adquisición de señal	102
77.	Conexión la celda de barra con la DAQ 6009	103
78.	Diagrama de bloque del VI.....	103
79.	Panel frontal.....	103
80.	Obtención de la ecuación lineal de la celda.....	105
81.	Obtención de la ecuación para ingresar a LabVIEW	106
82.	Función gráfica para ingresar ecuación	107
83.	Diagrama de bloques para medición y adquisición de datos	107
84.	Función configurar fórmula	107
85.	Panel frontal del frenómetro	108
86.	Pruebas de funcionamiento del frenómetro	109
87.	Riesgo eléctrico.....	112
88.	Riesgo mecánico	113
89.	Forma correcta para levantar peso	114

LISTA DE ABREVIACIONES

Abreviatura	Significado
MAHA	Maschinenbau Haldenwang
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
MIPRO	Ministerio de Industrias y Productividad
RTE	Reglamento Técnico Ecuatoriano
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana
ITV	Inspección técnica de vehículos
API	American Petroleum Institute
DAQ	Data Acquisition
USB	Universal Serial Bus
RPM	Revoluciones por minuto
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench
SAE	Society Automotive Engineering
UNC	Rosca gruesa unificada
NI	National Instruments

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Aceros Bravo 1020

Anexo B. Factor a

Anexo C. Factor kb

Anexo D. Factor kc

Anexo E. Factor de modificación de la temperatura

Anexo F. Factor de confiabilidad.

Anexo G. Sensibilidad a la muesca.

Anexo H. Factores teóricos de concentración de esfuerzo

Anexo I. Dimensiones de cuñas cuadradas y rectangulares

Anexo J. Límite de fluencia

Anexo K. Factor de esfuerzo estático

ANEXO L. Factores de carga radial y axial del rodamiento

Anexo M. Factor de esfuerzos dinámicos

Anexo N. Factor de velocidad

Anexo O. Soporte para rodamiento

Anexo P. Dimensiones de las arandelas estandar (unidades en pulgadas)

Anexo Q. Longitud estándar del sujetador

Anexo R. Área de tensión

Anexo S. Resistencias del perno

Anexo T. Módulo de elasticidad

ANEXO U. Simbología ASME para procedimientos de construcción

ANEXO V Remuneración mínima sectorial

RESUMEN

Diseño y construcción de un frenómetro para determinar la eficiencia de frenado en motocicletas a partir de celdas de carga para peso y fuerza de frenado de la motocicleta, programado en el software LabVIEW. La máquina se fabricó bajo los parámetros que menciona la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2558 que el frenómetro debe ser de rodillos, diámetros de llantas que se probarán en el frenómetro y carga aplicada sobre la motocicleta. Se realizó el diseño y construcción de cada elemento del frenómetro aplicando teorías de estática, automatización y diseño de máquinas, las partes más críticas del frenómetro se comprobaron con el software SolidWorks. Se construyó un embrague de quijada con dientes de forma rectángulo con las puntas truncadas el mecanismo junto con una celda tipo s y la programación en LabVIEW nos permite obtener la fuerza de frenado de las motocicletas. Los rodillos que contiene el frenómetro son los encargados de hacer girar la llanta de la motocicleta por medio del conjunto motorreductor, estos rodillos tienen recubrimiento de un poliuretano elastómero que se asemeja al asfalto llamado hardline 11-55, posee alta resistencia al desgarre y a la abrasión. Con el frenómetro se puede obtener la eficiencia de frenado de las motocicletas en circulación, las que están siendo ensambladas en el Ecuador e importadas y así reducir accidentes de tránsito producidos por frenos de motocicletas en mal estado o defectuosos. Se realizaron pruebas de frenado de motocicletas desde rin de 13 hasta rin 19 y de varios cilindrajes con lo cual se puede concluir que el frenómetro es apto para las motocicletas que circulan en nuestro medio. Para una correcta operación y buen funcionamiento de la máquina se recomienda utilizar manual de operación y manual de mantenimiento

PALABRAS CLAVES: <FRENÓMETRO DE RODILLOS>, <MOTOCICLETAS>, <CELDA DE CARGA>, <EFICIENCIA DE FRENADO EN MOTOCICLETAS>, <EMBRAGUE CON DIENTES EN FORMA DE TRIÁNGULO>, <SOLIDWORKS(SOFTWARE)>, <LABORATORY VIRTUAL INSTRUMENT ENGINEERING WORKBENCH (LabVIEW)>, <DATA ACQUISITION (DAQ) >

ABSTRACT

The present research was carried out with purpose to make a design and construction and contribution of a brake tester to determine the braking efficiency in motorcycles from load cells for weight and, braking tester of the motorcycle, programmed in the software Lab VIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench). The machine was manufactured under parameters mentioned at ETS (Equatorial Technical Standard), EIN (Ecuadorian Institution of Normalization) 2558 that brake tester must be rollers, tire diameters to be tested in brake tester and load applied on the motorcycle. The design and construction of each element applied brake tester applied theories of static, automation and machine design, the most critical parts of brake tester were checked with software SolidWorks. A jaw clutch with rectangular shaped teeth with truncated tips was built together with a cell type s and programming in LabVIEW allows to obtain the braking force of motorcycles. The rollers contained in the brake tester are responsible for rotating the rim of the motorcycle by means of geared motor, these rollers are coated with an elastomeric polyurethane that resembles asphalt called hardline 11-55, has high resistance to grinding and abrasion. With brake meter, it can obtain braking efficiency of motorcycles in circulation, which are being assembled in Equator and imported and thus reduce accidents of transits produced by brakes of motorcycles in poor condition or defective. Braking tests were carried out from ring from 13 to ring 19 and of several cylinders with which it can be concluded that brake meter is suitable for motorcycles that circulate in environment. For a correct operation and good operation machine it is recommended to use operations and maintenance manual.

Key words: ROLLER BRAKE TESTER, MOTORCYCLES, LOAD CELL, BRAKING EFFICIENCY ON MOTORCYCLES, TRIANGLE CLUTCH CLAY, SOLIDWORKS (SOFTWARE), LABORATORY VIRTUAL INSTRUMENT ENGINEERING WORKBENCH (LABVIEW), DATA ACQUISITION (DAQ).

CAPÍTULO I

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El frenómetro sirve para determinar la eficiencia de frenado, al momento de realizar la inspección del sistema de frenos, el cual está compuesto por dos rodillos recubiertos de un material que se asemeje al asfalto, estos estarán anclados sobre un bastidor y son accionados mediante un motor eléctrico.

El primer frenómetro que también era conocido como banco probador de frenos es creado en el año de 1960 por la empresa mexicana ACTIA con la marca Muller Ben. La construcción del frenómetro para coches con sistema de medición hidráulico fue en los años 1968 por la empresa estadounidense MAHA (Maschinenbau Haldenwang), situándose en la generación actual de bancos de pruebas controlados con PC.

Según como va desarrollándose la tecnología en nuestro país, también va implementando la seguridad de las personas que conducen los vehículos. En la ciudad de Guayaquil ya existen pruebas mecánicas con equipos electrónicos en los centros de revisión vehicular para un aproximado de 350000 vehículos del cantón Guayaquil y según datos dicha revisión inició el 1 de julio del 2014 dentro del cual se usa el frenómetro para determinar la eficiencia de frenado. De igual manera se encuentra en funcionamiento este tipo de revisión en las ciudades de Quito y Cuenca.

Existen trabajos a fines uno de ellos denominado “ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DEL CÁLCULO DE LA INCERTIDUMBRE DE UN FRENÓMETRO” desarrollado en España, el cual se centra en el estudio de la calibración de los frenómetros de rodillo para vehículos el mismo que realiza los cálculos necesarios para determinar el error y la incertidumbre de indicación de los instrumentos en todo su rango de medida.

La tesis mencionada “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BANCO DE PRUEBAS PARA LA COMPROBACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS EN UN VEHÍCULO AUTOMOTOR” desarrollada en la ESPE-SEDE-LATACUNGA trata sobre la

construcción de un frenómetro para automóviles, el cual calcula el tiempo de frenado por lo que es diferente al presente trabajo siguiendo los parámetros de la Norma NTE INEN 2558 que menciona determinar la eficiencia de frenado que es el requisito para la homologación de los vehículos en la actualidad.

1.2 Justificación

Debido al incremento poblacional en el país, se ha incrementado de la misma manera el parque automotor dentro del cual están incluido las motocicletas. Según el MIPRO (Ministerio de Industrias y productividad) en el año 2013 se ensamblaron 85000 motocicletas en el Ecuador lo cual representa un 70% del mercado y 36000 motocicletas llegaron armadas a Ecuador, hasta la actual fecha en el país existen 22 empresas ensambladoras de motocicletas y hasta el año pasado Ecuador contaba con la participación del 5% de componente local para la producción de las motocicletas, para marzo del 2015 se acordó la incorporación progresiva del 15 % y hasta junio del 2015 se logrará el 20% de componente local para la producción.

Según el RTE INEN 136 “MOTOCICLETAS” nos indica que se debe realizar la homologación para las motocicletas tanto para las que son ensambladas, construidas en Ecuador e importadas. La NTE INEN 2558 (Sistema de Frenos), establece los requisitos que debe cumplir el sistema de frenado en motocicletas para ser seguras, dentro del cual requiere realizar la prueba de frenado en las motocicletas como menciona el capítulo 5.1 los literales d, e y f para hallar la eficiencia de frenado mediante la utilización de un frenómetro de rodillos

En la siguiente tesis se pretende la construcción de un frenómetro de rodillos para determinar la eficiencia de frenado en las motocicletas el mismo que servirá a futuro para el proceso de homologación de las motocicletas en el Ecuador según el RTE INEN 136 “MOTOCICLETAS” laboral.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general.

Diseñar y construir un frenómetro para determinar la eficiencia del frenado en motocicletas según la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2558(Sistema de Frenos).

1.3.2 Objetivos específicos

- Diseñar el frenómetro de acuerdo a los parámetros según la NTE INEN 2558 (sistemas de frenos).
- Seleccionar bajo parámetros de diseño todos los elementos que conforman el frenómetro.
- Construir el frenómetro para motocicletas y medir las variables correspondientes.
- Utilizar el software adecuado para la adquisición de datos del frenómetro.
- Determinar la eficiencia de frenado en motocicletas a base de pruebas a realizarse.
- Elaborar un manual de operación y un plan de mantenimiento para un correcto funcionamiento del frenómetro.

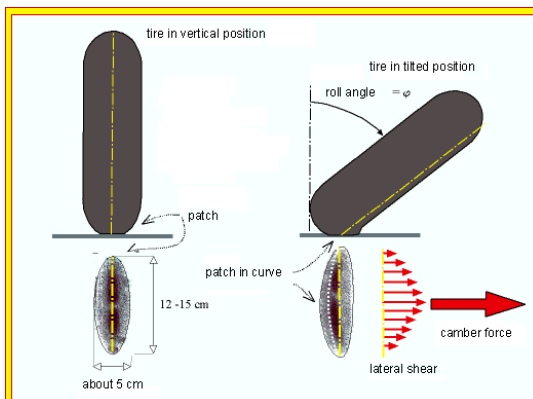
CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Motocicletas

2.1.1 *Huellas de contacto.* La huella de contacto en los neumáticos de las motos es el contacto del suelo con una pequeña superficie del neumático. La amplitud de adherencia del neumático con el asfalto, es un factor principal para que la moto mantenga su trayectoria cuando se inclina y toma una curva, la amplitud de adherencia está relacionado directamente con la presión que recibe la huella, a tal manera que a mayor presión mayor es su adherencia. La presión en la huella de contacto de los neumáticos con el asfalto viene establecida por la distribución del peso de la moto, del piloto y de las fuerzas dinámicas que se generan durante su marcha.

Figura 1. Huella de contacto entre el neumático de la moto y el asfalto



Fuente: <http://www.motoclubvelilla.com/Mecanica/neumaticos2.htm> (Vittore, 2012)

2.1.2 *Presión de inflado en los neumáticos.* Es el principal factor para el agarre y la estabilidad del automotor, se recomienda inflar el neumático en frío ya que mediante el rodaje su presión aumenta en un 10% en la rueda delantera y un 20% en la rueda posterior, si la presión de inflado es menor al adecuado produce un arrastre excesivo de caucho y por efecto un desgaste brusco del neumático

Figura 2. Presión de inflado en los neumáticos



Fuente: <http://www.italika.mx/MundoITK/Como-afecta-la-presion-de-aire-en-las-llantas/>

2.2 El frenado

El frenado es la disminución de la velocidad o la desaceleración de un vehículo que está en movimiento o para mantenerlo inmóvil cuando se encuentra detenido. Se realiza por medio de un pedal y manigueta, que es accionado voluntariamente por el conductor haciendo actuar de esta manera la fuerza de frenado. Durante el proceso de frenado las motocicletas sufren una distribución de pesos como se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 1. Distribución de los pesos en los neumáticos durante el frenado

% Peso	Llanta
63 %	Delantera
37 %	Trasera

Fuente: (GONZÁLES, 2009)

En el frenado existen efectos que se ponen en marcha y el cuál es fundamental entenderlos, los efectos beneficiosos hay que potenciarlos y los perjudiciales pero inevitables hay que tratar de eliminarlos en los hábitos de conducción

2.2.1 Dinámica del frenado

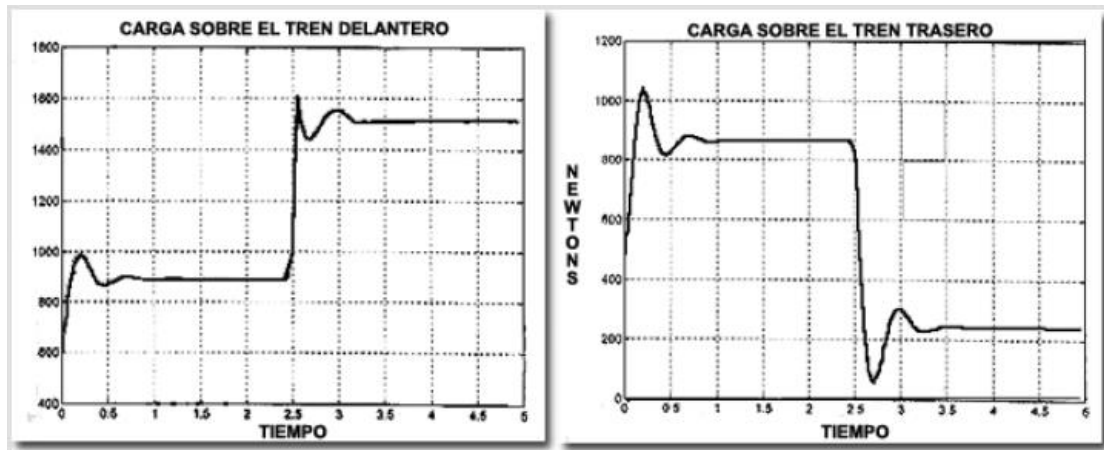
2.2.1.1 Freno delantero. El freno delantero es quien soporta más carga y por lo tanto es el más eficaz para detener la motocicleta, pero también es el más peligroso si se acciona el freno de una manera brusca

El frenado en tres fases del freno delantero

1. Tocar con tacto la manigueta

2. Variar la presión sobre la manigueta de acuerdo a la fuerza que se requiera en ese momento
3. Soltar la manigueta de forma progresiva al final de la frenada

Figura 3. Variación de la carga sobre los amortiguadores al accionar el freno delantero.



Fuente: (GONZÁLES, 2009)

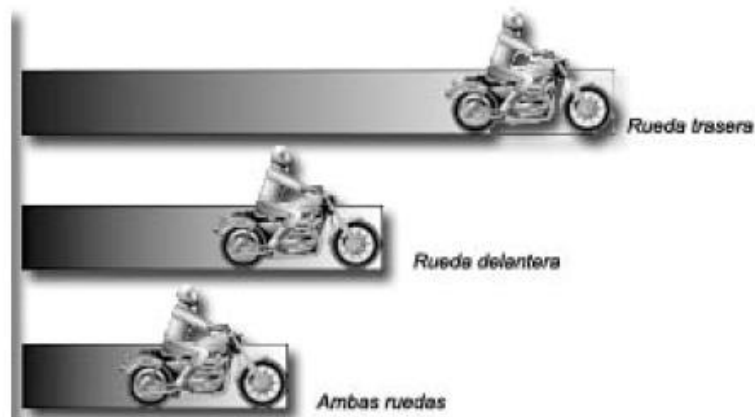
2.2.1.2 *Freno posterior.* Al accionar el pedal del freno posterior, el traslado de los pesos hacia el tren delantero es menor y más suave, resultando menos peligrosa la frenada y facilitando la maniobra que el piloto desee hacer.

El problema del freno posterior es que no es muy eficiente para detener la moto, mientras que el freno delantero sí es eficiente para detener su marcha.

Cuando se debe emplear el freno posterior.

- Cuando se lleva una conducción suave y se desea un pilotaje adecuado
- Cuando se ingresa en una curva muy cerrada y de menor velocidad al final de un descenso pronunciado
- Cuando se rueda sobre superficies resbaladizas en las que el freno delantero resulta peligroso
- Cuando se ingresa con exceso de velocidad en una curva y se desea rectificar su trayectoria en medio del giro.

Figura 4. Distancia de frenado, según el freno a emplearse o ambos a la vez



Fuente: (GONZÁLES, 2009)

2.3 Fuerza de rozamiento

La fuerza de rozamiento es la relación entre el peso de la motocicleta y el coeficiente de rozamiento o adherencia presentes entre las superficies de contacto (rueda – asfalto)

$$F_r = N * u \quad (1)$$

Donde

F_r = Fuerza de rozamiento

N = Peso de la motocicleta

u = Coeficiente de rozamiento

En el contacto entre rueda y asfalto el coeficiente de rozamiento se ve afectado por el desgaste de los neumáticos y el estado de la superficie de la carretera, adquiriendo un coeficiente muy alto si se tiene neumáticos nuevos y un pavimento seco, pero un coeficiente muy bajo al tener neumáticos desgastados y un pavimento deslizante

El Coeficiente de rozamiento entre ruedas de ensayo y rodillos está comprendido entre 0,6 a 0,95 mientras que para la rueda no ensayada y la superficie es de 0,4 a 0,8 pero en la investigación de Facultad de Ingeniería Mecánica y Electrónica, China Jiaotong University East, el coeficiente no puede ser menor a 0.7.

2.4 Reglamento técnico ecuatoriano RTE INEN 136 “motocicletas”

Este Reglamento Técnico establece los requisitos que deben cumplir las motocicletas, con la finalidad de proteger la vida y la seguridad de las personas, el ambiente y evitar prácticas que puedan inducir a error a los usuarios de las motocicletas.

Este reglamento técnico se aplica a todas las motocicletas y tricimotos que se importen en CBU (importación de vehículos armados) o ensamblen y se comercialicen en el Ecuador.

Para los efectos de este reglamento técnico, se adoptan las definiciones contempladas en los documentos normativos siguientes: Normas NTE INEN 2203, NTE INEN 2204, NTE INEN 2349, NTE INEN 2556, NTE INEN 2557, NTE INEN 2558, NTE INEN 2559, NTE INEN 2560, NTE INEN 2669, NTE INEN 2100, NTE INEN 2096, NTE INEN-ISO 3833, NTE INEN-ISO 3779, Reglamentos Técnicos Ecuatorianos RTE INEN 017 y RTE INEN 011 vigentes.

2.4.1 Norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2558. En la sección 2 de NTE dice: Esta norma aplica a todas las motocicletas de cilindraje entre 250 cm³ a 400cm³, de motor 4 tiempos, que se importen, ensamblen y se comercialicen en el Ecuador.

En la sección 5 inspección y ensayos de la NTE nos menciona que para la verificación el estado de frenado se debe tener un frenómetro para motocicletas, calibrador de neumáticos y un sistema de aire comprimido. Se procede de acuerdo a las siguientes instrucciones:

- a) Calibrar los neumáticos conforme a especificaciones del fabricante de la motocicleta
- b) Sobre la motocicleta debe estar aplicada una carga de 750 N ± 50 N y los ensayos para la verificación del sistema de frenado tienen que realizarse en una pista con señales iluminadas.

- c) Lo que se debe verificar en este sistema es: la eficiencia en los ejes delantero y trasero de la motocicleta, los comandos, reservorio del líquido de frenos, circuito del freno, discos, tambores, brazos, calipers, pastillas y otros componentes.
- d) Para verificar la eficiencia del eje delantero se debe conducir el vehículo posicionando la rueda delantera sobre los rodillos del frenómetro y activarlo. Enseguida el conductor subido en la motocicleta, debe accionar gradualmente el freno correspondiente hasta ocurrir el deslizamiento del neumático sobre los rodillos y alcanzar la máxima fuerza. La fuerza registrada en esta etapa permite la obtención del valor de la eficiencia del frenado para la rueda conforme la siguiente formula:

$$Er = \frac{Fr}{Pr} * 100 \quad (2)$$

Donde:

Er = eficiencia de frenado por rueda del vehículo

Fr = fuerza de frenado medida en esa rueda

Pr = peso incidente en esa rueda, en el instante del ensayo, expresado en la misma unidad de medida que la fuerza de frenado.

- e) Para verificar la eficiencia del eje trasero se debe conducir el vehículo posicionando la rueda trasera en los rodillos del frenómetro y repetir las operaciones del literal d.
- f) Una vez habiéndose probado ambos ejes de la motocicleta y consecuentemente, habiéndose obtenido los valores de las fuerzas de frenado de las ruedas, la eficiencia total de frenado es obtenida conforme a la siguiente formula:

$$Et = \frac{Ft}{Pt} * 100 \quad (3)$$

Donde:

Et = eficiencia total de frenado

F_t = suma de las fuerzas de frenado medidas en cada una de las ruedas de la motocicleta.

P_t = peso total del vehículo (suma de los pesos incidentes en cada una de las ruedas), en el instante del ensayo, expresado en la misma unidad de medida que la fuerza de frenado

2.5 Frenómetro

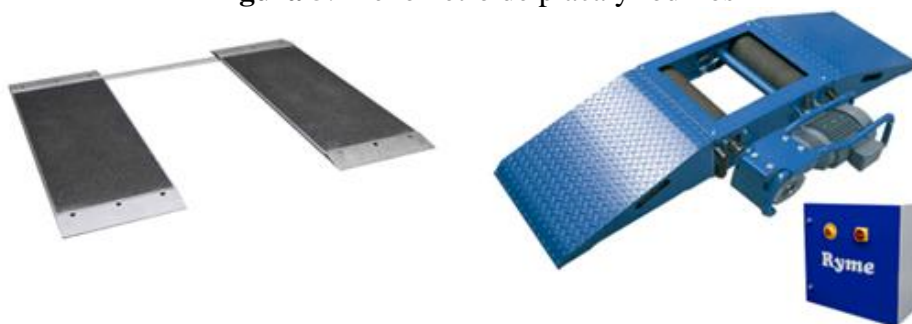
El frenómetro es un equipo mecatrónico que tiene la finalidad de realizar una rápida y eficaz verificación del sistema de frenos para obtener la eficiencia del frenado, son utilizados en las inspecciones técnicas de vehículos (ITV).

2.5.1 Tipos de frenómetros

2.5.1.1 *Frenómetro de placas.* Requiere de mayor espacio para su estructura y más precisión para adquirir una medida exacta. En este frenómetro se tiene una mejor distribución de la carga al momento de realizar el ensayo, se ubica a nivel o bajo la superficie y está conformado por un juego de placas de libre deslizamiento conectadas a unos dinamómetros de precisión para medir la fuerza de frenado en cada rueda.

2.5.1.2 *Frenómetro de rodillos.* Requiere de menos espacio para su montaje por lo que es más firme, permite realizar mediciones repetitivas y a la vez se despreja la resistencia aerodinámica por lo que es más preciso para adquirir los datos de fuerza de frenada, el equipo está conformado por dos rodillos recubiertos de material con propiedades elastómeras, ubicado sobre un chasis al que se le adapta un motorreductor y demás componentes para obtener la eficiencia de frenado.

Figura 5. Frenómetro de placa y rodillos



Fuente: http://www.ryme.com/frenometro_FRM-portatil-ES.html


2.6 Rodillos

Mediante la rotación recibida del motorreductor, los rodillos son los encargados de hacer rotar las ruedas de la motocicleta y al momento de aplicar los frenos se adquiere un porcentaje de deslizamiento rueda – rodillo, durante el ensayo, la velocidad tangencial de los rodillos debe ser constante en un rango de 2 a 6 km/h.

Los rodillos son conformados por tubos de petróleo y por el centro de los tubos un eje pasante y los tubos tienen un recubrimiento para que la llanta de la motocicleta pueda adherirse al rodillo al momento de realizar el frenado.

2.6.1 *Tubos para transporte de petróleo.* El rodillo se fabricó de tubería para transporte de petróleo de acuerdo a la norma API 5L PSL1 GrB

Tabla 2. Tubería de línea sin costura para transporte de petróleo API5L PSL1

Diámetro	0,14m ~ 0,273m	
Espesor de pared	0,006m ~ 0,026m	
Estándar	API-5L PSL1	
Material	GrB – X70	
Aplicación	Se utiliza para el gas, el agua y el transporte de petróleo en la industria de petróleo y gas	

Fuente: www.xytpipe.com/api5lpsl1-oil-gas-transportation-seamless-line-pipe.shtml

Tabla 3. Dimensiones y peso de la tubería de línea API 5L

Tamaño							Peso	
Diámetro nominal		Diámetro exterior		Espesor			Lb/ft	Kg/m
In	Mm	In	Mm	cédula	in	Mm		
6	152,4	6 ⁵ / ₈	168,3	40 std	0,280	7,1	18,97	28,22

Fuente: (PYTCO, 2010)

Tabla 4. Requerimientos físicos para tubos API ps11

Especificación Estándar		Aplicación	Requerimientos Físicos			Longitud Calibrada (plg)
			Limite Elástico Mínimo	Ultima Tensión Mínimo	Elongación (Min. %)	
API 5L	B	tubería de línea	35000 psi 241 MPa	60000 psi 414 MPa	$e=625000 \frac{A^{0,2}}{U^{0,9}}$	2

Fuente: (PYTCO, 2010)

Donde.

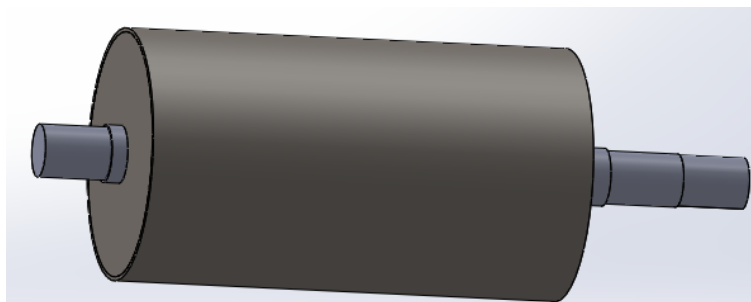
e = Elongación mínima en 2 plg.

A = Área de la sección transversal de la muesca en plg² o mm²

U = Resistencia a la tensión mínima especificada en PSI o MPa

PSL1 = Nivel de especificación del producto

Figura 6. Rodillo



Fuente: Autores

2.6.2 *Recubrimiento hardline 11-55.* Hardline 11-55 es un revestimiento duro de poliuretano elastómero de rápido fraguado.

2.6.2.1 *Características y beneficios del recubrimiento:*

- Alta resistencia a la tensión y propiedades de resistencia al desgarre.
- Muy buena resistencia al impacto y la abrasión
- Buena resistencia a químicos
- Excelente resistencia a la corrosión
- Buena reducción de ruidos

Tabla 5. Propiedades físicas de recubrimiento

PROPIEDADES FÍSICAS TÍPICAS	RESULTADOS	ENSAYOS
Dureza (Shore D)	55 ± 5	ASTM D – 2240
Resistencia a la tensión (psi)	2100 – 2200	ASTM D – 412
Elongación (%)	125 – 175	ASTM D – 412
Resistencia a la compresión (psi)	800	ASTM D – 695 – 96
Resistencia a la abrasión taber (mg perdida / 1000 ciclos) Rueda CS17; 1000 gramos de peso	10 – 15	ASTM D – 4060
Resistencia al desgarre (pli) Die c	200 – 250	ASTM D – 624
Flexión Roos (% fracturas por 50000 ciclos)	0	ASTM FIA – 308
Coefficiente de fricción en aceros Estático Cinético	0,85 0,78	ASTM D – 1894- 95 ASTM D – 1894- 95
Coefficiente de fricción caucho Estático Cinético	0,6	ASTM D – 1894- 95 ASTM D – 1894- 95

Fuente: www.rhino linings industrial.com

Figura 7. Rodillo con recubrimiento



Fuente: Autores

2.7 Motorreductor

Los motorreductores están conformados por un reductor de velocidad y un motor eléctrico quien transforma la energía eléctrica que recibe en energía mecánica que entrega, se caracteriza por tener velocidad de salida baja.

Figura 8. Motorreductor

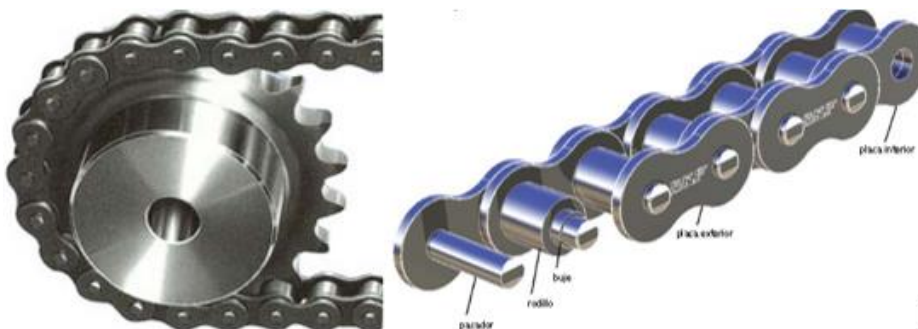


Fuente: Bonfiglioli riduttori

2.8 Cadena

Las cadenas son componentes de transmisión de potencia entre flechas o ejes paralelos y estas disponen de una serie de eslabones articulados mediante pasadores, el diseño ofrece flexibilidad mientras tanto permite que la cadena transmita fuerzas de arrastre entre ruedas dentadas y donde los ejes de transmisión se muevan en un rango de velocidades angulares entre medias y bajas, las distancias también deben ser considerable menor a cuatro metros, las cadenas nos facilita trabajar en condiciones ambientales desfavorable y con temperaturas elevadas, pero requieren de lubricación. No existe resbalamiento y permanece constante la relación de velocidad.

Figura 9. Cadena de rodamientos



Fuente: (REXNORD.2010)

En la siguiente tabla en la columna (número de cadena) corresponde al paso de la cadena en octavos de pulgadas excepto el número final, ejemplo la cadena número 100 corresponde a un paso de 10/8 o que es igual a $1\frac{1}{4}$, también tenemos los tipos de cadenas

pequeños 25, 35 y 41, las designaciones de tamaños de las cadenas de rodamientos estándar, están entre 40 y 240 como se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 6. Tamaño de cadenas con rodamientos

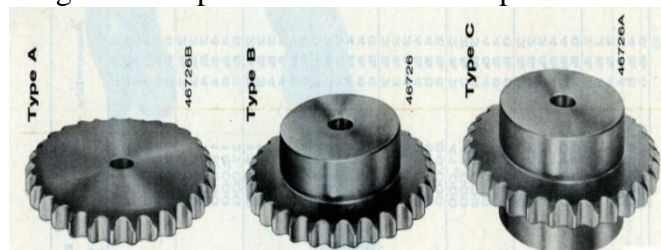
Número de cadena	Paso (in)	Resistencia promedio al esfuerzo de tracción (lb)
25	1/4	925
35	3/8	2100
41	1/2	2000
40	1/2	3700
50	5/8	6100
60	3/4	8500
80	1	14500
100	1 1/4	24000
240	3	130000

Fuente: (REXNORD.2010)

2.9 Sprocket o rueda dentada para cadena.

Un sprocket es un perfil de rueda con dientes que engranan con una cadena, existen tipos de ruedas dentadas plana (tipo A), cubo sencillo (tipo), doble cubo (tipo).

Figura 10. Tipos de ruedas dentadas para cadena



Fuente: <http://www.challengept.com/lit/brochures/Catalogue.pdf>

En el sistema de transmisión por cadenas se suele emplear algunos mecanismos de tensión para evitar que la cadena se descarrile en los puntos donde se presenta alguna vibración u oscilación de la cadena.

Los mecanismos más comunes empleados para tensar las cadenas son:

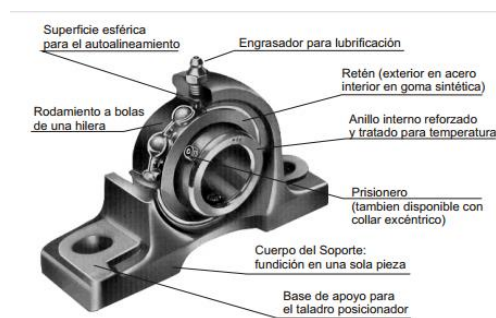
- Ruedas tensoras.
- Patines guías.
- Tensores hidráulicos.

Las ruedas tensoras se ubican en el lado flojo de la cadena y se las utiliza de tal forma que tense la cadena en casos especiales se incluye muelles para absorber las oscilaciones que presente la cadena en su funcionamiento.

2.10 Chumacera o soporte con rodamiento

Son soportes de fundación gris con base larga, resiste altas capacidades de carga axial y radial, está constituido por un rodamiento de bolas de una hilera con una junta de reten que lo protege por ambos lados. El rodamiento o cojinete es el que se encuentra alojado dentro del soporte, es el encargado de minimizar la fuerza de fricción que se origina al producirse el contacto con algunos elementos móviles, existen rodamientos axiales, radiales que son utilizados dependiendo del tipo y sentido de la fuerza.

Figura 11. Chumacera



Fuente: <http://www.jocartransmisiones.com/PDF's/15-Soportes%20con%20rodamiento.pdf>

2.11 Celdas de carga.

Las celdas de carga son transductores que sirve para transformar una fuerza o un peso en una señal eléctrica de milivoltios y debe ser amplificada, la medida se realiza de la siguiente manera la fuerza o el peso que se desea medir deforma una galga extensiométrica que se encuentra en el interior de la celda de carga.

Las celdas en su mayoría se componen de cuatro galgas extensiométricas conectadas en una configuración tipo puente de Wheatstone. Pero también se puede adquirir celdas de carga con solo uno o dos galgas extensiométricas.

Figura 12. Celda de carga tipo barra para flexión



Fuente: <http://kyaserv.com.ar/web/wp-content/uploads/2014/08/HD-Celda-de-Carga-PAM.pdf>

2.12 Tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009

La DAQ USB- 6009 es una tarjeta de adquisición de datos portátil de bajo costo que permite, medir y analizar las señales analógicas y digitales, está constituido de tres partes, la parte principal de la DAQ (tarjeta NI USB-6009) y dos grupos de bornera. Ejecuta múltiples tareas interactivas, puede adquirir señales analógicas, generar niveles analógicos de salida.

Este dispositivo cuenta con conexión de:

- 8 entradas analógicas para señales de ± 10 voltios con 14 bits de resolución y una razón de muestreo de 48 kS/s.
- 2 salidas analógicas para señales de 0-5 voltios con 12 bits de resolución capas de actualizar señales de 150 S/s.
- 12 entradas/salidas digitales con niveles lógicos de 0-5 voltios
- Un contador de 32 bits capaz de contar a una razón de 5 Mhertz
- Es energizado mediante el cable USB

Figura 13. Tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009



Fuente: (National Instruments)

Figura 14. Entradas y salidas tarjeta DAQ 6009

Entradas/salidas analógicas del borne 1 al 16															
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
GND	+AI0-	GND	+AI1-	GND	+AI2-	GND	+AI3-	GND	AO0	AO1	GND				
GND	AI0	AI4	GND	AI1	AI5	GND	AI2	AI6	GND	AI3	AI7	GND	AO0	AO1	GND

Entradas/salidas digitales, +5 V y tierra del borne 17 al 32															
32	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
GND	+5V	+2.5V	PF10	P1.3	P1.2	P1.1	P1.0	P0.7	P0.6	P0.5	P0.4	P0.3	P0.2	P0.1	P0.0

Fuente: (National Instruments)

2.13 Software para enlace de datos

Es un software de programación de flujo de datos que consta de nodos que se ejecutan solo cuando hayan recibido todos los datos de entrada necesarios y producir salidas de forma automática, su interfaz gráfica es el medio en el cual permite establecer la comunicación entre el hombre - máquina.

El software LabVIEW desarrollado por National Instruments se utiliza para programación mediante DAS (sistema de adquisición de datos), para las siguientes características.

- Control y análisis avanzado
- Uso De movimiento, visión, o Trabajar con la vibración de frecuencia
- Flexibilidad

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL FRENÓMETRO Y SELECCIÓN DE SUS COMPONENTES

3.1 Descripción de la máquina

El equipo constará de dos rodillos los cuales soportarán la llanta de la motocicleta, serán conectados mediante una cadena y estos serán accionados por un motorreductor, entre el motorreductor y el rodillo conductor se hallará un mecanismo que permitirá obtener la fuerza que ejerce al momento de aplicar los frenos de la motocicleta sobre los rodillos. Este mecanismo constará de un embrague de quijada de dientes triangulares que unirá el eje del motorreductor con el rodillo conductor y este mecanismo también constará de un muelle que se halla en el lado del eje del motorreductor ayudará a desacoplarse al momento de aplicar los frenos y en ese instante se obtiene un desplazamiento y por medio de una celda de carga tipo S se obtiene la fuerza. Todo esto se hallará anclado sobre una estructura metálica.

3.1.1 Parámetros de diseño. Para la fabricación del frenómetro se toma en cuenta como lo menciona el reglamento técnico (ver sección 2.4)

En la norma técnica 2558 menciona varios parámetros de diseño (ver sección 2.4.1)

- Motocicletas de cilindraje entre 250 cm^3 a 400 cm^3 (ver sección 2.4.1)
- Carga aplica sobre la motocicleta de $750 \text{ N} \pm 50 \text{ N}$ (ver sección 2.4.1)
- Velocidad tangencial adecuada de los rodillos para realizar las pruebas de frenado están un rango de 2 a 6 Km/h
- Coeficiente de fricción de los rodillos (ver sección 2.6.2)
- Ángulo 30° o distancia entre rodillos

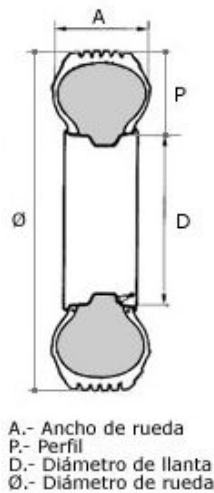
3.2 Fuerzas de Frenado

Para el cálculo de las fuerzas de frenado es necesario determinar el diámetro del rodillo y el diámetro de la llanta de la motocicleta

3.2.1 Selección del diámetro de la llanta y de la tubería para la formación de los rodillos

3.2.1.1 Selección del diámetro de la llanta de motocicleta

Figura 15. Nomenclatura del neumático



Fuente: (GONZÁLES, 2009)

120/70 – 17 M/C 52P

Donde:

120 = Es la anchura de la llanta en mm, es el área de contacto del neumático con el suelo.

70 = Es el ancho lateral o cara del neumático de cada lado obtenida en mm, se obtiene el 70% de los 120 que es la anchura de la llanta.

17 = Es el número de rin estándar para la llanta de motocicleta, viene a ser el diámetro interno de la llanta en pulgadas.

M/C = Es la abreviatura de motocicleta (Motorcycle), hace referencia que únicamente se deben montar en llantas de motocicleta.

52 = Es el índice de carga, indica la capacidad que puede soportar la llanta, su equivalencia se mira en una tabla de carga, para este caso es igual a 200kg.

P = Es el código de velocidad, representada por una letra, indica la velocidad máxima a la que se puede conducir con determinado neumático, en este caso es igual a 150 Km/h.

$$\phi_{llanta} = \text{rin} + \text{cara lateral de la llanta} * 2 \quad (4)$$

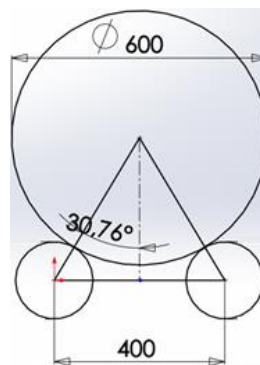
$$\text{rin} = 17 \text{ in} = 43,18 \text{ cm}$$

el 70 % de 120 = 84mm = 8,4 cm cara lateral de la llanta

$$\phi_{llanta} = 43,18 \text{ cm} + 8,4 * 2 = 59,98 \text{ cm} \approx 60 \text{ cm}$$

3.2.1.2 *Selección de la tubería del rodillo.* Con el diámetro estándar de la llanta, procedemos a dibujar en el software SolidWorks para encontrar un diámetro aproximado de la tubería, tal que al ser tangentes los diámetros tanto de la llanta y de la tubería incluido el recubrimiento, la línea que une sus radios forme un ángulo cercano a los 30 grados con respecto a la línea vertical que pasa por el centro de la llanta.

Figura 16. Selección de la tubería del rodillo



Fuente: Autores

Tabla 7. Dimensiones y peso de la tubería de línea api 5l.

Tamaño							Peso	
Diámetro nominal		Diámetro exterior		Espesor			Lbt/ft	Kg/m
In	mm	In	Mm	Cédula	In	Mm		
6	168,3	6 ⁵ / ₈	168,3	40 std	0,280	7,1	18,97	28,22

Fuente: (PYTCO), PAG 17

$$\phi_{\text{exterior del tubo}} = 16,83\text{cm}$$

$$\phi_{\text{interior del tubo}} = 15,41\text{cm}$$

- El tubo seleccionado es rectificadado en el torno con el fin de eliminar la ovalidad

$$\varnothing_{\text{exterior del tubo rectificadado}} = 16,5\text{cm}$$

- Tubo con recubrimiento

Recubrimiento hardline 11-55 del tubo para rodillo (ver sección 2.6.2)

El espesor del recubrimiento se 8.5 mm

$$DR = \varnothing_{\text{exterior del tubo rect.}} + \text{recubrimiento} \quad (5)$$

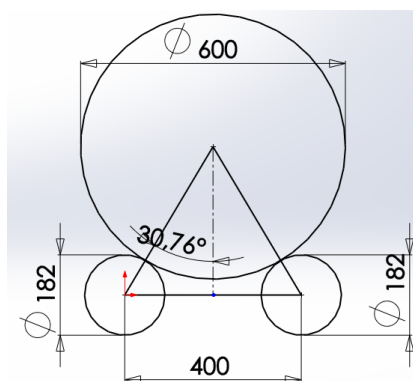
$$DR = 16.5 + (2 * 0.85) = 18,2 \text{ cm}$$

$$rR = 9,1 \text{ cm}$$

3.2.1.3 *Cálculo de distancia entre centros de los rodillos.* Con los valores del diámetro estándar de la llanta y el diámetro del tubo con recubrimiento, (ver secciones 3.2.1.1 y 3.2.1.2) según estudios realizados se recomienda que el ángulo alfa sea igual a 30 grados, obteniendo como resultado una distancia entre centros de los rodillos.

Para el montaje de los rodillos procedemos a tomar como referencia la distancia entre centros de 400 mm, por resultado tenemos un ángulo de 30,76 que está dentro del recomendado

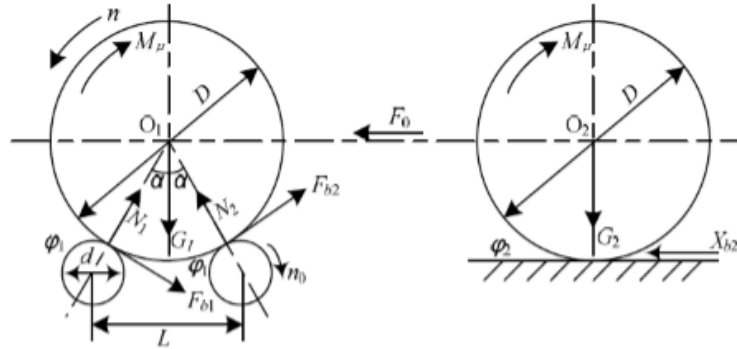
Figura 17. Obtención del ángulo



Fuente: Autores

3.2.2 *Cálculo de las fuerzas de frenado.* En la figura 18 muestra el diagrama de cuerpo libre en la cual mediante el estudio matemático nos permite determinar las fuerzas actuantes en el frenado de la motocicleta.

Figura 18. Modelo matemático para prueba de frenado en ruedas delanteras



Fuente: (LI, y otros, 2010)

Donde:

D_n = Diámetro del neumático [mm]

d_r = Diámetro del rodillo [mm]

α = Ángulo formado [grados]

G_1, G_2 = Carga de la rueda delantera y trasera [N]

N_1, N_2 = Fuerza normal del rodillo delantero y trasero hacia la rueda delantera [N]

F_{b1}, F_{b2} = Fuerza tangencial del rodillo delantero y posterior hacia la rueda delantera [N]

ϕ_1 = Coeficiente de adherencia entre las ruedas y rodillos de prueba

ϕ_2 = Coeficiente de adherencia entre la rueda no ensayada y el suelo

X_{b2} = Fuerza de reacción horizontal del suelo a la rueda trasera [N]

Aplicando la primera ley de Newton que es el equilibrio mecánico se obtiene las siguientes ecuaciones

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{b1} * \cos \alpha + F_{b2} * \cos \alpha + N_1 * \sin \alpha - N_2 * \sin \alpha - F_0 = 0 \quad (6)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{b1} * \text{sen } \alpha + F_{b2} * \text{sen } \alpha + N_1 * \text{cos } \alpha + * \text{cos } \alpha - G_1 = 0 \quad (7)$$

Con el aumento de Fb1 cuando se está ensayando la fuerza de frenado en la rueda delantera, si la rueda delantera no se desliza hacia atrás, se utiliza la ecuación (1) y el valor máximo de Fb1 y Fb2 son:

$$F_{b1 \text{ max}} = N_1 * \varphi_1 \quad (8)$$

$$F_{b2 \text{ max}} = N_2 * \varphi_1 \quad (9)$$

La ecuación para la rueda trasera es la siguiente

$$F_0 = X_{b2 \text{ max}} = G_2 * \varphi_2 \quad (10)$$

Relacionando las ecuaciones (8,9 y10) y reemplazando en las ecuaciones (6y7) para así hallar las variables N1 y N2 como se muestra.

$$N_1 = \frac{G_2 * \varphi_2 (\varphi_1 * \text{sen} \alpha + \text{cos} \alpha) - G_1 * (\varphi_1 \text{cos} \alpha - \text{sen} \alpha)}{(1 + \varphi_1^2) \text{sen } 2\alpha} \quad (11)$$

$$N_2 = \frac{G_2 \varphi_2 (\varphi_1 \text{sen} \alpha - \text{cos} \alpha) + G_1 (\varphi_1 \text{cos} \alpha + \text{sen} \alpha)}{(1 + \varphi_1^2) \text{sen } 2\alpha} \quad (12)$$

- Coeficiente de rozamiento entre Rueda de ensayo y los rodillos

$$\varphi_1 = 0,6$$

$$\varphi_2 = 0,7$$

- Peso promedio de la persona según la NTE 2558 (ver sección 2.4.1 literal b)

Peso de la persona = 750 N ± 50 N ≈ 800N = 180 lbf = 81,65 kgf ≈ 82 kgf

- Peso promedio de la motocicleta según la NTE INEN 2558 (ver sección 2.4.1)

Peso de la moto para un cilindraje de 400 cm³ se tiene un peso entre 150 a 200 Kgf

$$\text{Peso total} = \text{peso de la persona} + \text{peso de la moto} \quad (13)$$

$$\text{Peso total} = 82 \text{ kgf} + 200\text{kgf} = 282 \text{ kgf} \approx 300 \text{ kgf}$$

- Distribución de los pesos en los neumáticos durante el frenado de la motocicleta

El valor de la ecuación (13) es distribuido en cada neumático como se muestra en la tabla 8.

Tabla 8. Distribución de los pesos en los neumáticos durante el frenado.

63 % en la llanta delantera = G1 = 189 Kgf = 1852,2 N
37 % en la llanta trasera = G2 = 111kgf = 1087,8 N

Fuente: (GONZÁLES, 2009)

3.2.2.1 *Cálculo de la fuerza normal del rodillo.* Utilizando los valores de la tabla 8 y los valores de coeficiente de rozamiento se reemplaza en las ecuaciones 11 y 12 para obtener los valores de las normales.

$$N_1 = \frac{111\text{kgf} * 0,7(0,6 * \text{sen}30 + \text{cos}30) - 189\text{kgf}(0,6 * \text{cos}30 - \text{sen}30)}{(1 + 0,6^2)\text{sen} (2 * 30)}$$

$$N_1 = 723,74 \text{ N}$$

$$N_2 = \frac{111\text{kgf} * 0,7(0,6 * \text{sen}30 - \text{cos}30) + 189\text{kgf}(0,6 * \text{cos}30 + \text{sen}30)}{(1 + 0,6^2)\text{sen} (2 * 30)}$$

$$N_2 = 1238,77 \text{ N}$$

3.2.2.2 *Cálculo de la fuerza tangencial máxima del rodillo*

- Bajo la hipótesis de no mover las ruedas delanteras del vehículo hacia atrás la fuerza máxima de frenado debe ser:

$$F_{b\text{max}} = F_{b1\text{max}} + F_{b2\text{max}} \quad (14)$$

Se utiliza las ecuaciones 8, 9 y las reemplazamos en la ecuación 14

$$F_{b\text{max}} = (N_1 + N_2) * \varphi_1$$

Se utiliza las ecuaciones 11, 12 y las reemplazamos en la nueva ecuación 14.

$$F_{b\max} = \frac{G_2 * \varphi_1^2 * \varphi_2 + G_1 * \varphi_1}{(1 + \varphi_1^2) \cos \alpha}$$

$$F_{b\max} = \frac{111\text{kgf} * 0,6^2 * 0,7 + 189\text{kgf} * 0,6}{(1 + 0,6^2) \cos 30} = 120\text{kgf} = 1177,51\text{N}$$

- Bajo la hipótesis de mover la rueda delantera del vehículo hacia atrás la fuerza máxima de frenado debe ser:

$$\text{entonces } N_1 = 0$$

En la ecuación 11 si $N_1=0$ se despeja φ_2

$$\varphi_2 = \frac{G_2(\varphi_1 \cos \alpha - \sin \alpha)}{G_1(\varphi_1 \sin \alpha + \cos \alpha)} \quad (15)$$

La ecuación 15 se reemplaza en la ecuación 12

$$N_2 = \frac{G_1}{\varphi_1 \sin \alpha + \cos \alpha} \quad (16)$$

$$N_2 = \frac{189\text{kgf}}{0,6 * \sin 30 + \cos 30} = 162,09\text{kgf} = 1588,47\text{N}$$

La ecuación 16 se reemplaza en la ecuación 9

$$F'_{b\max} = N_2 * \varphi_1 = \frac{G_1 * \varphi_1}{\varphi_1 \sin \alpha + \cos \alpha} = \frac{189\text{kgf} * 0,6}{0,6 * \sin 30 + \cos 30} = 953,08\text{N}$$

Para el estudio del eje del rodillo se tomará el valor $F'_{b\max} = 953,08\text{N}$ porque este es el mayor sobre un solo eje, tomando en cuenta que el resultado de la $F_{b\max} = 1177,51\text{N}$ es la suma de F_{b1} y F_{b2}

3.3 Selección del motor

$$I = \frac{1}{2} m(re^2 + ri^2) \quad (17)$$

Donde:

I = Momento de inercia del rodillo

m = Masa del tubo

re = Radio exterior del rodillo (ver sección 3.2.1.2)

ri = Radio interior del tubo (ver sección 3.2.1.2)

Masa del tubo por cada metro = 28,22kg/m (ver Tabla 7)

Masa del tubo utilizado por 0,30 m = 8,466 kg= 18,67 lb

Masa del tubo más el recubrimiento = 9,29 kg = 20,5 lb (ver Tabla 5)

$$I = \frac{1}{2} * 9,29 \text{ kg}((0,091\text{m})^2 + (0,077\text{m})^2) = 0,066\text{kg} * \text{m}^2$$

Para nuestro caso se utiliza dos rodillos, entonces multiplicamos por dos la inercia

$$I_t == 0,066\text{kg} * \text{m}^2 * 2 = 0,132 \text{ kg} * \text{m}^2$$

3.3.1 *Cálculo de la velocidad tangencial del rodillo*

$$w = \frac{v}{r} \quad (18)$$

Donde:

w = La velocidad angular del rodillo

v = Velocidad tangencial del rodillo, dentro de un rango de 2 a 6 Km/h.

r = Radio exterior del rodillo (ver sección3.2)

$$w = \frac{4 \frac{\text{km}}{\text{h}}}{0,000091\text{km}} = 116.59 \text{ rpm}$$

3.3.2 *Cálculo de la aceleración del rodillo*

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad (19)$$

Donde:

α = Aceleración angular del rodillo

w = Velocidad angular del rodillo (ver sección 3.3.1)

t = Tiempo de estabilidad de la máquina durante el arranque

t=10 segundos

$$\alpha = \frac{116,59 \text{ rev/min}}{10 \text{ seg}} = 1,22 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

3.3.3 *Torques que actúan sobre los rodillos*

- Torque para vencer la inercia del cilindro debido a su masa

$$T = I * \alpha \quad (20)$$

$$T1 = 0,132 \text{ kg} * \text{m}^2 * 1,22 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} = 0,161 \text{ N} * \text{m}$$

- Torque para vencer la fuerza de fricción

$$T2 = F'_{b\text{max}} * r_e \quad (21)$$

$$T2 = 1177,51\text{N} * 0,091\text{m} = 107,15\text{Nm}$$

- Torque total

$$T_t = T1 + T2 \quad (22)$$

$$T_t = (0,161 + 107,15) = 107,31 \text{ N} * \text{m}$$

3.3.4 *Potencia requerida para seleccionar el motor*

$$P = T_t * w \quad (23)$$

Donde:

P = Potencia del motor

Tt = Torque total

w = Velocidad angular del rodillo (ver sección 3.3.1)

$$P = 107,31\text{N} * \text{m} * 116,59 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 12511 \text{ N} * \text{m} * \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$P = 12511 \text{ N} * \text{m} * \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1\text{min}}{60 \text{ seg}} * \frac{2\pi\text{rad}}{1 \text{ rev}} = 1310,15 \frac{\text{N} * \text{m}}{\text{seg}}$$

$$P = 1310,15\text{watt} * \frac{1 \text{ hp}}{745,7 \text{ watt}} = 1,76 \text{ hp}$$

Este valor calculado es la potencia útil de salida que se necesita para que funcione el mecanismo.

$$P_e = \frac{P_s}{n} \quad (24)$$

Donde:

P_s = Potencia de salida

P_e = Potencia de entrada

n = Eficiencia del motor eléctrico

$$P_e = \frac{1,76 \text{ hp}}{0,95} = 1,85 \approx 2\text{hp} \text{ o } 1491\text{watt}$$

3.4 Selección transmisión por cadena

Con los valores anteriormente calculados tanto la potencia del motor como la velocidad que gira el rodillo, se procede a calcular la potencia de diseño para a continuación realizar el diseño del sistema de transmisión.

3.4.1 Selección de la cadena

Dato:

W = 115 RPM (ver sección 3.3.5.3)

$$P_d = P_e * F_s \quad (25)$$

Donde:

P_d = Potencia de diseño [Hp] $P_d = 2 * 1 = 2\text{Hp}$

P_e = Potencia de entrada del motor [Hp] (ver sección 3.3.4)

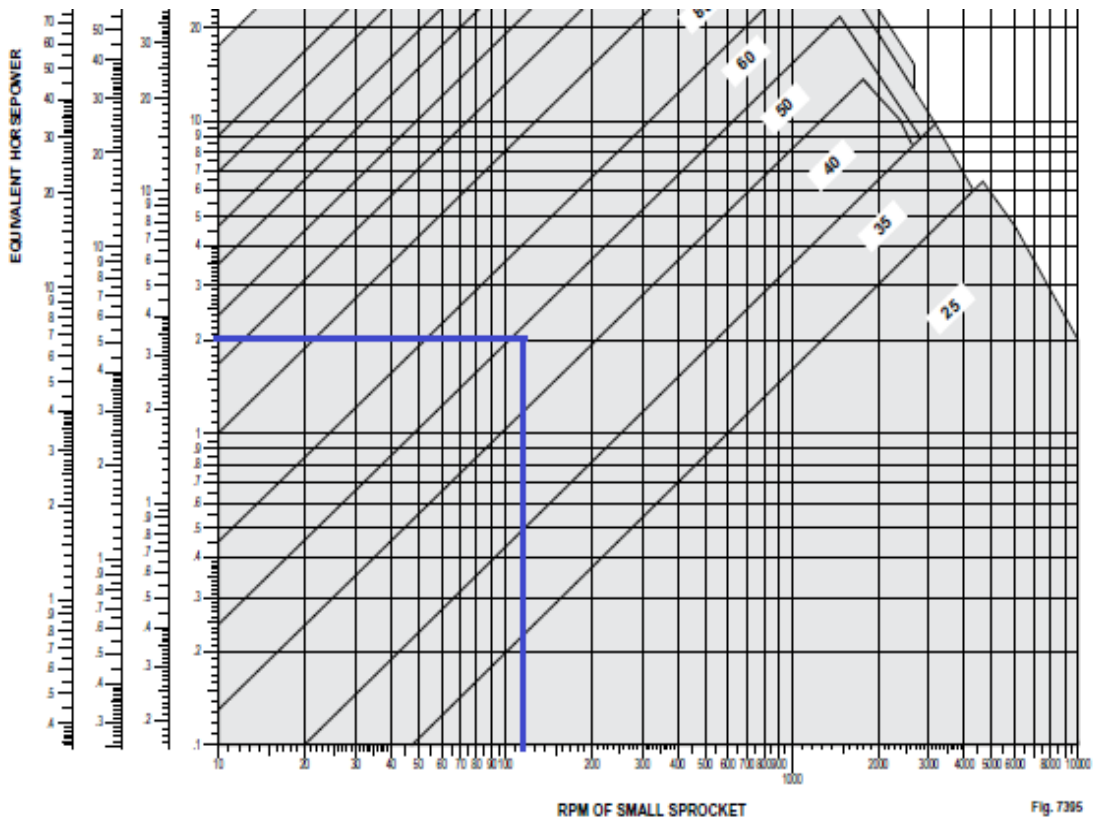
F_s = Factor de servicio según el funcionamiento de la máquina

Tabla 9. Factor de servicio

Driven equipment	Service Factors		
	Input power		
	Internal combustion engine with hydraulic drive	Electric motor or turbine	Internal combustion engine with mechanical drive
Uniform load	1.0	1.0	1.2
Basis for service factors: Moderate shock load.....	1.2	1.3	1.4
Heavy shock load	1.4	1.5	1.7

Fuente: (REXNORD.2010)

Figura 21. Número de cadena



Fuente: (REXNORD.2010)

3.4.2 *Selección de catalina o rueda dentada.* Para la cadena número 50, de una hilera se selecciona el número de dientes y las dimensiones de la catalina.

$$i = \frac{Z2}{Z1} \tag{26}$$

Donde:

Z1 = Número de dientes de la catalina menor

Z2 = Número de dientes de la catalina mayor

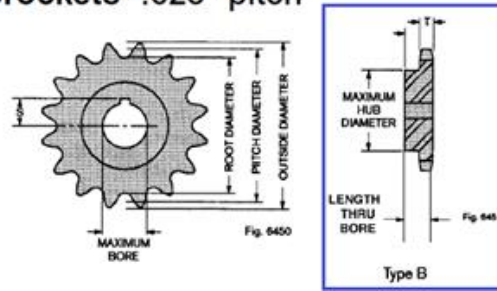
i = Relación de transmisión

Para un Z1 = 18, con i = 1 tenemos.

$$Z2 = 18 * 1 = 18$$

Figura 22. Características de la catalina

No. 50 sprockets • .625" pitch



Hileras	Número	Paso Cm	Nº dientes	Diametral Pitch(Dp) cm	Ø de raíz cm	Ø de fuera cm	Tipo de lubricación	S máx. cm
1	50	1,587	18	9,141	8,125	9,954	A	3,25

Fuente: (REXNORD.2010)

3.4.3 *Determinación de los factores para cálculo entre centros de la catalina y la longitud de la cadena.*

$$A = \frac{Dp - dp}{2e} \quad (27)$$

Donde

Dp = Diametral pitch de la catalina mayor

dp = Diametral pitch de la catalina menor

e = Distancia entre centros mínimo deseados

$$e = Dp + \frac{dp}{2} \quad (28)$$

Dp = dp por tener la relación de transmisión $i = 1$

$$e = 9,1499 + \frac{9,1499}{2} = 13,71219 \text{ cm}$$

$$A = \frac{9,1499 - 9,1499}{2 * 13,7129} = 0$$

Tabla 10. Determinación de los factores b, c, d

A	B	C	D
0	2	0,5	0,5

Fuente: (REXNORD.2010)

Determinación del número de eslabones o pasos

$$\# \text{ eslabones} = \frac{B * e}{p} + C * Z1 + D * Z2 \quad (29)$$

$$\# \text{ eslabones} = \frac{2 * 13,7129}{1,587} + 0,5 * 18 + 0,5 * 18 = 35,28 \approx 35$$

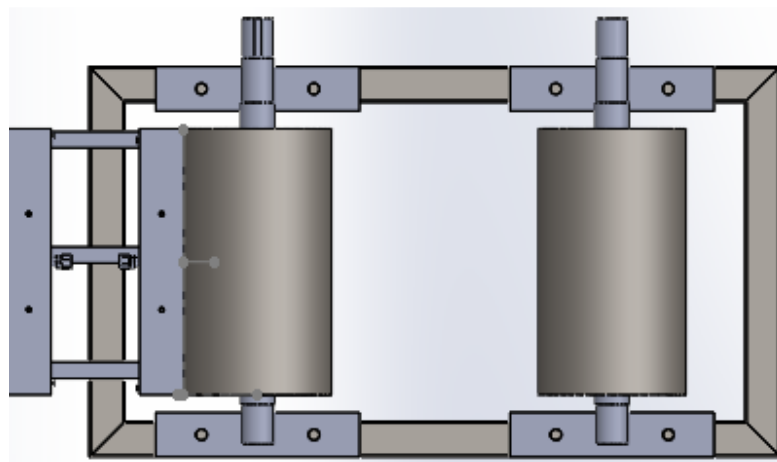
Distancia corregida entre centros

$$E = \frac{(N - C * Z1 - D * Z2) * p}{B} \quad (30)$$

$$E = \frac{(35 - 0,5 * 18 - 0,5 * 18) * 1,587 \text{ cm}}{2} = 13,48 \text{ cm}$$

Mediante el análisis realizado para el diseño del rodillo se obtiene que la distancia real entre centros es de 40 cm, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 23. Distancia real entre centros de las catalinas



Fuente: Autores

Ángulo de contacto

$$\alpha = 180^\circ - 57 \left(\frac{D_p - d_p}{E} \right) \quad (31)$$

$$\alpha = 180^\circ - 57 \left(\frac{9,141 - 9,141}{13,48} \right) = 180^\circ$$

3.4.4 *Velocidad exacta de la cadena*

$$S = \frac{Z * p * W}{1000} \quad (32)$$

Donde:

S = Velocidad de la cadena [m/min]

Z = Número de dientes de la catalina mayor

p = Paso [mm]

W = Velocidad de la cadena [rev/ min] (ver sección 3.3.1)

$$S = \frac{18 * 15,87 * 116,59}{1000} = 33,3 \text{m/min}$$

3.4.5 *Carga de trabajo*

$$L = \frac{60 * P_e}{S} \quad (33)$$

Donde:

L = Carga de trabajo [Newton]

P_e = Potencia del motor [watt = N*m/seg.] (ver sección 3.3.4)

S = Velocidad de la cadena [m/min]

60 = Constante de conversión

$$L = \frac{60 * 1491 \text{Watt}}{33,3 \text{ m/min}} = 2685 \text{ Newton}$$

- Factor de seguridad

$$F = \frac{U}{L} \quad (34)$$

Donde:

U = Resistencia última de la cadena [Newton]

L = Carga de trabajo [Newton]

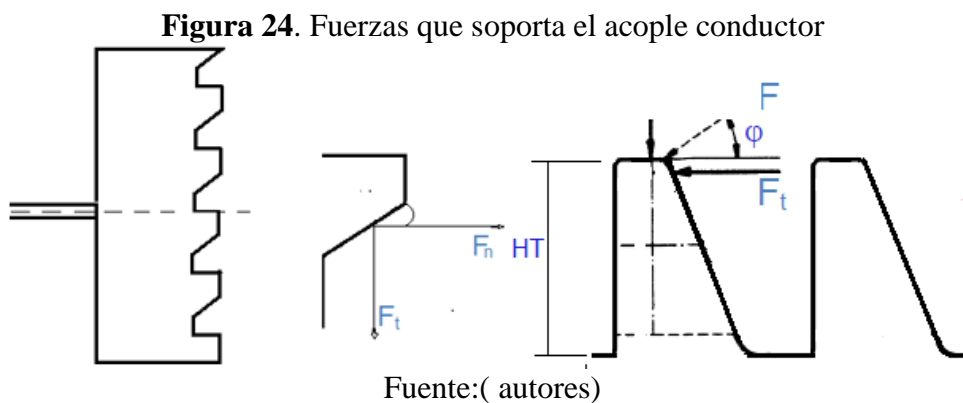
F = Factor de seguridad

$$F = \frac{27111,11}{2685} = 10 > 10 \text{ ok}$$

3.5 Diseño del acoplamiento de embrague con dientes en forma de triángulo rectángulo con las puntas truncadas.

3.5.1 Análisis de fuerzas del acople

3.5.1.1 Cálculo de la fuerza tangencial



$$F_t = \frac{T}{R_{ea}} \quad (35)$$

Donde:

T = Torque que generan los rodillos [N*m] (ver sección 3.3.5.2)

R_{ea} = Radio exterior del acoplamiento[m]

F_t = Fuerza tangencial al diente del acoplamiento [N]

$$F_t = \frac{126 \text{ N} * \text{m}}{0,0365 \text{ m}} = 3452.05 \text{ N}$$

3.5.1.2 Cálculo de la fuerza normal o fuerza axial

- Ángulo de rozamiento

Tabla 11. Coeficientes de fricción estática y por deslizamiento

Materiales	Estática		Por deslizamiento (Dinámica)	
	En seco	Grasosa	En seco	Grasosa
Acero duro sobre acero duro	0,78 (1)	0,11 (1,a)	0,42 (2)	0,029 (4, e)
	-----	0,11 (1,d)	-----	0,058 (4g)
	-----	0,0075 (18,h)	-----	0,12 (4, a)
Acero suave sobre acero suave	0,74 (5)	-----	0,57 (3)	0,09 (3, a)
	-----	-----	-----	0,19 (3, a)

a) ácido oleico; d) aceite de manteca; e) ácido esteárico; f) grasa (a base de óxido de zinc); g) grafito; h) ácido palmítico.
FUENTES: 1) Campbell, Trans, ASME, 1939; 2) Clarke, Lincoln y Sterrett, Proc. API, 1935; 3) Beare y Bowden, Phil, Trans. Roy, Soc1935; 4) Boyd y Robertson, Trans. ASME, 1945;

$$\mu = \text{tang } \rho \quad (36)$$

Donde:

μ = Coeficiente de rozamiento [adimensional] (ver tabla 11)

ρ = Ángulo de rozamiento o deslizamiento [°]

$$\rho = \text{arc tang } \mu = \text{arc tang } 0,42 = 22,782^\circ$$

- Fuerza normal

$$F_n = \frac{T * \text{tang}(\beta - \rho)}{\text{Rea}} \quad (37)$$

Donde:

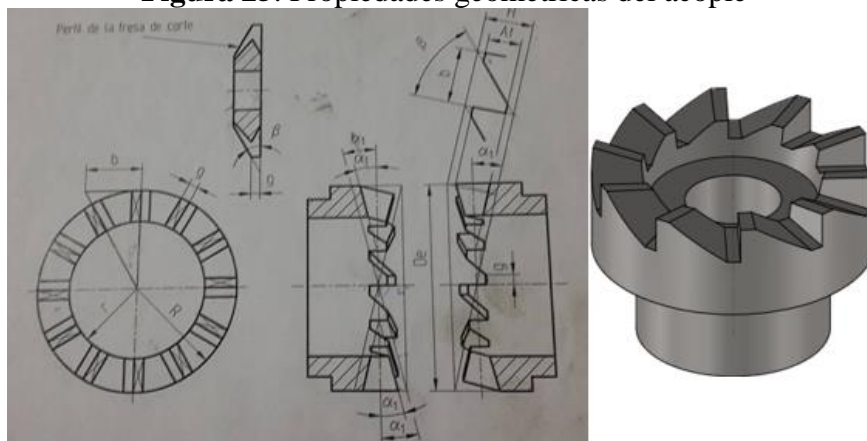
B = Ángulo de los flancos de los dientes del acoplamiento

F_n = Fuerza normal (empuje para transmitir un torque) al diente del acoplamiento [N]

$$F_n = \frac{126 \text{ Nm} * \text{tang}(45^\circ - 22,78^\circ)}{0,0365\text{m}} = 1410\text{N}$$

3.5.2 *Cálculo de las propiedades geométricas del diente del acople.* Inicialmente el número de dientes serán 10 bajo un análisis que se hizo, que es si aumentamos el número de dientes la altura real del diente disminuirá por lo que se dificulta para lo que es fabricado el acople se tendría poca compresión del muelle que se encuentra junto al acople y si se disminuye el número de dientes aumenta la altura real del diente por lo que podría ocurrir una falla del diente por lo que trabaja el diente como una viga en voladizo, pero con el análisis a flexión se comprobará si resisten y que cumpla las expectativas con la que se va a realizar.

Figura 25. Propiedades geométricas del acople



Fuente:(libro de máquinas herramientas apuntes de taller -2)

$$\gamma = \frac{360^\circ}{Z} \tag{38}$$

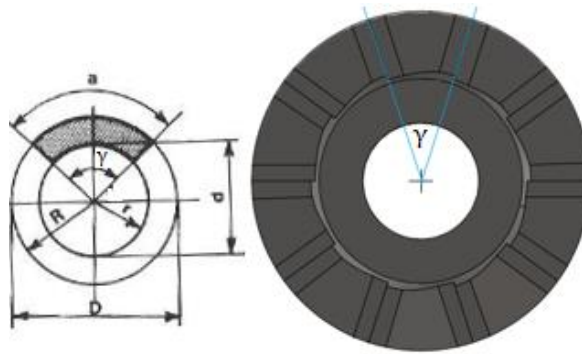
Donde:

γ = Ángulo de diente entre diente desde el centro hacia afuera [grados]

Z = Número de dientes del acoplamiento

$$\gamma = \frac{360}{10} = 36^\circ$$

Figura 26. Vista superior del acople



Fuente: autores

$$b = \text{tang } \gamma * \text{Rea} \quad (39)$$

Donde:

b = Paso del diente [mm]

Rea = Radio exterior del acoplamiento [mm]

$$b = \text{tang } 36^\circ * 36,5\text{mm} = 26.5\text{mm}$$

$$H = b * \text{cotg } \beta \quad (40)$$

Donde:

H = Altura ideal del diente [m]

β = Ángulo de los flancos de los dientes del acoplamiento y de la fresa de corte [grados]

$$H = 26.5\text{mm} * \text{cotg } 45^\circ = 26.5 \text{ mm}$$

$$H_t = H - (g * \text{cotg } \beta * 2) \quad (41)$$

H_t = Altura real del diente en el diámetro exterior de la pieza normal al ángulo de inclinación. Profundidad de pasada [mm]

g = Ancho del truncamiento y del fondo de los dientes del acoplamiento. Medida de la fresa de corte en la cresta de los dientes [mm]

$$H_t = 26.5 \text{ mm} - (3\text{mm} * \text{cotg } 45^\circ * 2) = 20 \text{ mm}$$

$$\text{sen } \alpha_1 = \frac{H}{Dea} \quad (42)$$

Donde:

α_1 = Inclinación del aparato divisor y también del ángulo para el torneado de la superficie frontal de la pieza [grados]

Dea= Diámetro exterior del acople [m]

$$\alpha_1 = \text{arc sen} \frac{26.5 \text{ mm}}{73 \text{ mm}} = 21,3^\circ$$

- Cálculo del área de la base del diente truncado del acople

$$Ad = \frac{\pi * \alpha}{360^\circ} * (Rea^2 - ria^2) \quad (43)$$

Donde:

Ad = Área de la base del diente sin trincar del acople [mm²]

α = Ángulo de diente entre diente desde el centro hacia afuera [grados]

Rea = Radio exterior del acople [mm]

ria = Radio interior del acople [mm]

$$Ad = \frac{\pi * 36^\circ}{360^\circ} * ((0,0365\text{m})^2 - (0,024\text{m})^2) = 237.5\text{mm}^2$$

El truncamiento de los dientes del acople es de 3mm para así evitar una rotura al momento del desacople, por lo que se tiene que restar esta área de truncamiento del área. (Ad)

$$Adt = Ad - Atr \quad (44)$$

Donde:

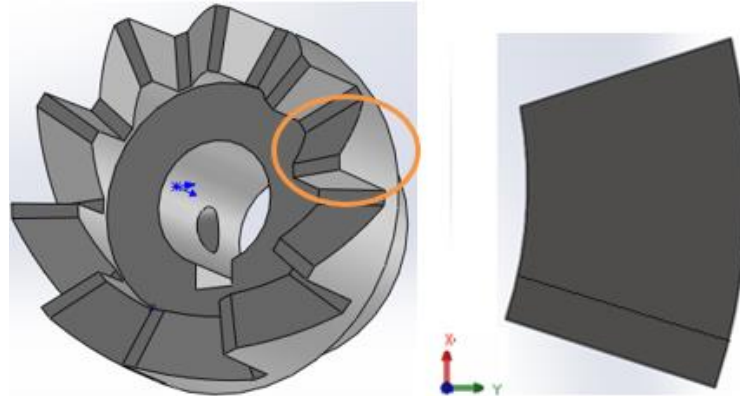
Adt= Área de la base del diente truncado del acople

Atr=Área de truncamiento

$$Adt = 237.5 - (12 * 3) = 201.5 \text{ mm}^2$$

- Cálculo del área y momento de inercia del base del diente del acople mediante el SolidWorks.

Figura 27. Área de la base del diente truncado del acople



Fuente: autores

Tabla 12. Propiedades de la base del diente obtenido mediante SolidWorks

Las propiedades de sección de la cara seleccionada
Área = 201.89 milímetros ²
Momentos principales de inercia, del área, en el centro de gravedad: (milímetros ⁴)
I _x = 2507.52
I _y = 4601.52

Fuente: SolidWorks 2016

Se comprueba el área de la base del diente truncado mediante SolidWorks y la ecuación 44, obteniendo resultados similares.

3.5.3 Cálculo del esfuerzo por flexión de los dientes del acople

$$\sigma_{\text{flexion}} = \frac{M_{\text{max}} * C}{I} \quad (45)$$

Donde:

M_{max} = Momento flexionante en la sección crítica

$C=g/2$ =Distancia desde el eje centroidal hasta la arista exterior del diente ver ecuación 41

I = Momento de inercia del elemento en estudio ver tabla 12

El diente del acople para el diseño se tomará como una viga en voladizo

$$\sigma_{\text{flexion}} = \frac{(F_t * H_t) * C}{I_y} \quad (46)$$

Donde:

F_t = Fuerza tangencial (ver ecuación 35)

H_t = Altura real del diente truncado del acople (ver ecuación 39)

$$\sigma_{\text{flexion}} = \frac{(3452.05 \text{ N} * 20 \text{ mm}) * 1.5 \text{ mm}}{4601.52 \text{ mm}^4} = 22.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 22.5 \text{ MPa}$$

3.5.4 *Cálculo del esfuerzo axial para dientes del acople.*

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{F_n}{A_{dt}} \quad (47)$$

Donde:

F_n = Fuerza axial sobre los dientes del acople (ver sección 3.5.1.2)

A_{dt} = Área perpendicular a la dirección de la fuerza (ver ecuación 44)

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{1410 \text{ N}}{201.5 \text{ mm}^2} = 7 \text{ MPa}$$

3.5.5 *Aplicando la teoría de la energía de distorsión o teoría de Von Mises-Hencky*

Suma de los esfuerzos normales $\sigma_x = \sigma_{\text{flexion}} + \sigma_{\text{axial}} = 22.5 \text{ MPa} + 7 \text{ MPa} = 29.5$

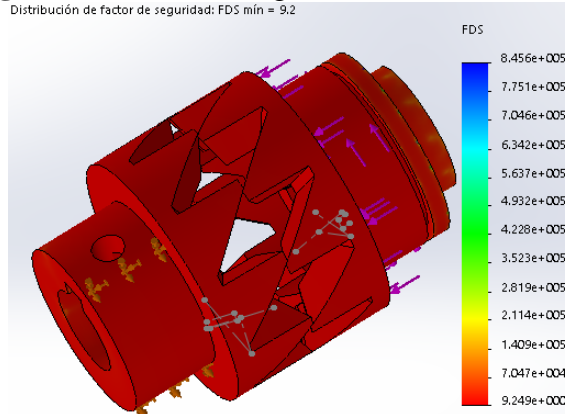
$$\sigma_{\text{eq-VM}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau_{xy}^2}$$

$$\frac{S_y}{n} = \sigma_x \quad (48)$$

$$n = \frac{265 \text{ MPa}}{29.5 \text{ MPa}}$$

$$n = 9$$

Figura 28. Factor de seguridad estático del acople



Fuente: Autores

Por lo que se puede decir con los valores de n , que el acople si resiste los esfuerzos

3.6 Diseño del eje para rodillos

Las cargas que se muestra en la figura 28 son las que soporta el eje del rodillo conductor las cuales ya fueron descritas en las secciones anteriores, se calcula las reacciones en los puntos B y D para luego seleccionar los rodamientos.

Carga en el punto A (ver sección 3.4.5)

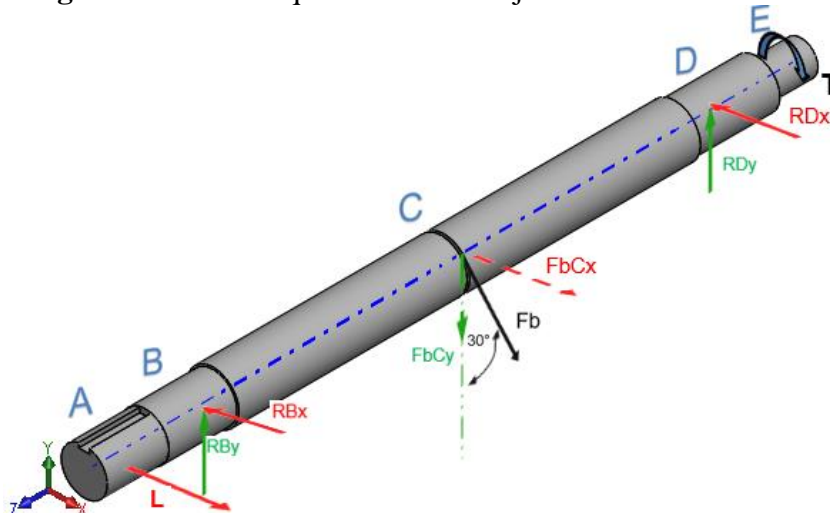
Carga en el punto B chumacera

Carga en el punto C (ver sección 3.2.2.2) peso una llanta de motocicleta más persona

Carga en el punto D chumacera

Carga en el punto E (ver sección 3.3.5.2) torque producido por reductor al acople

Figura 29. Fuerzas que actúan en el eje conductor del rodillo



Fuente: Autores

3.6.1 Descomposición de la fuerza en el punto C torque del motor

$$\text{sen } 30 = \frac{F_{bCx}}{F'_{b\max}} \quad (49)$$

$$F_{bCx} = \text{sen}30 * F'_{b\max} = 477 \text{ N}$$

$$\text{cos } 30 = \frac{F_{bCy}}{F'_{b\max}} \quad (50)$$

$$F_{bCy} = \text{cos}30 * F'_{b\max} = 826,2 \text{ N}$$

3.6.2 Cálculo de los momentos torsores del eje conductor del rodillo

3.6.2.1 Cálculo del momento torsor en el punto A del eje conductor del rodillo. En el punto A se encuentra la rueda dentada o sprocket con diámetro de $D_p=9,141\text{cm}$

$$T_A = \frac{D_p}{2} * L \quad (51)$$

Donde:

T_A = Torque en el punto A

D_p =Diámetro de la catalina o rueda dentada (ver sección 3.4.2)

L =Fuerza en el punto A sobre la rueda dentada o catalina (ver sección 3.4.5)

$$T_A = \frac{0,09141\text{m}}{2} * 2685\text{N} = -122,67 \text{ N} * \text{m}$$

3.6.2.2 Cálculo del momento torsor en el punto C del eje conductor del rodillo. En el punto C se encuentra el punto medio del rodillo donde reposa la llanta de la motocicleta y se escoge en la mitad por ser el lugar más crítico.

$$T_C = \frac{D_R}{2} * F'_{b\max} \quad (52)$$

Donde:

T_C = Torque en el punto C

D_R = Diámetro del rodillo (ver sección 3.2.1.2)

F_{bmax} = Fuerza que actúan en el punto C (ver sección 3.2.2.2)

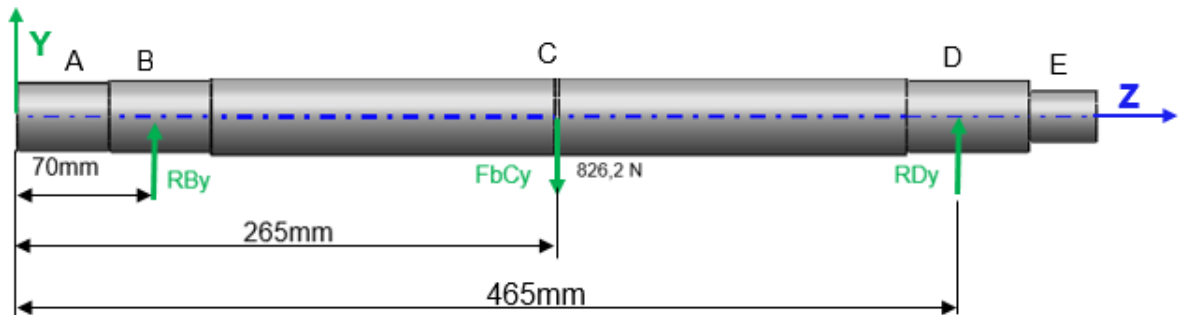
$$T_C = \frac{0,182m}{2} * 953,08 N$$

$$T_C = 86,73 N * m$$

3.6.2.3 *Momento torsor total sobre todo el eje conductor del rodillo.* La suma de los torques anteriores es el torque necesario para que funcione la máquina, pero tomando en cuenta que se eligió un motor y una caja reductora que es un poco superior al torque necesario, para los estudios siguientes se tomará el torque total de la caja reductora es de $T_t=126 N*m$ que se encuentra en el punto E y es transmitido desde la caja reductora mediante el acople (ver sección 3.3.5.2)

3.6.3 *Esquema del plano YZ del eje conductor del rodillo*

Figura 30. Diagrama de cuerpo libre del eje conductor del rodillo en el plano YZ



Fuente: Autores

3.6.3.1 *Cálculo de reacciones*

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{bCy} * 195mm - R_{Dy} * 395mm = 0 \quad (53)$$

$$R_{Dy} = 407,9N \uparrow$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{By} - F_{bCy} + R_{Dy} = 0 \quad (54)$$

$$R_{By} = 418,3 \text{ N } \uparrow$$

Figura 31. Diagrama de fuerzas cortantes plano YZ

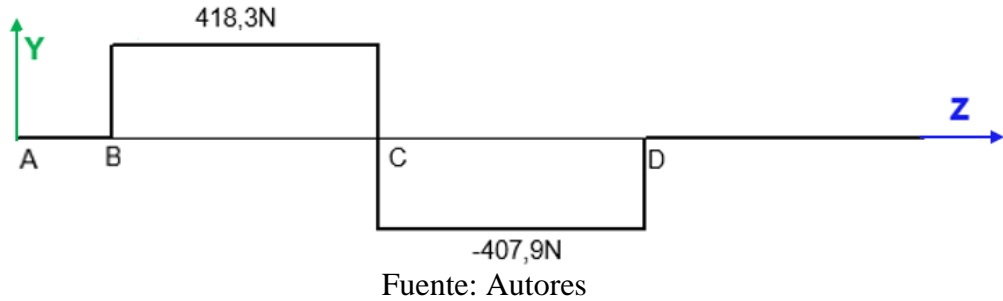
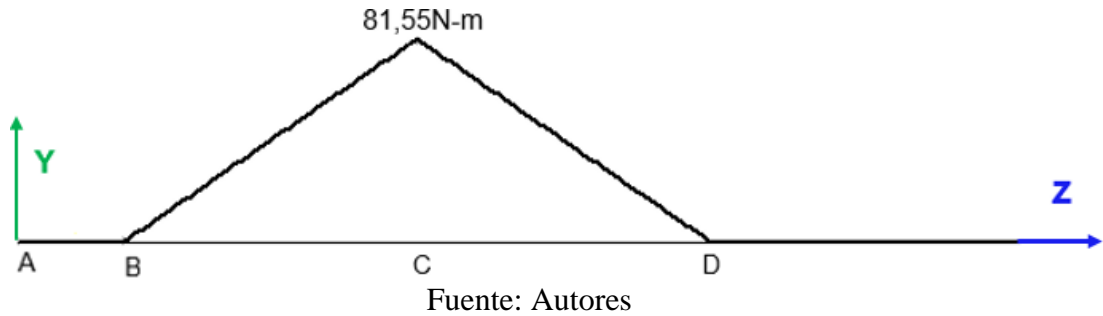
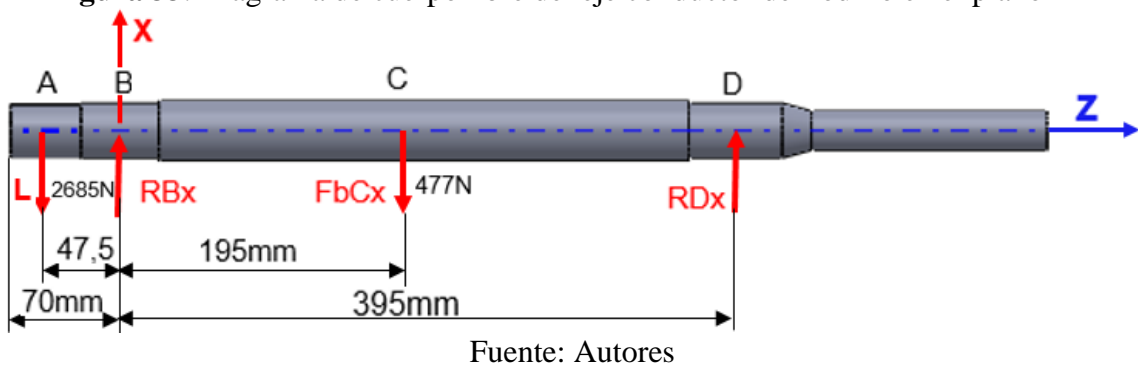


Figura 32. Diagrama de momentos flectores plano YZ



3.6.4 Esquema del plano XZ del eje conductor del rodillo

Figura 33. Diagrama de cuerpo libre del eje conductor del rodillo en el plano XZ



3.6.4.1 Cálculo de reacciones

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{bCx} * 195\text{mm} - R_{Dx} * 395\text{mm} - L * 47,5\text{mm} = 0 \quad (55)$$

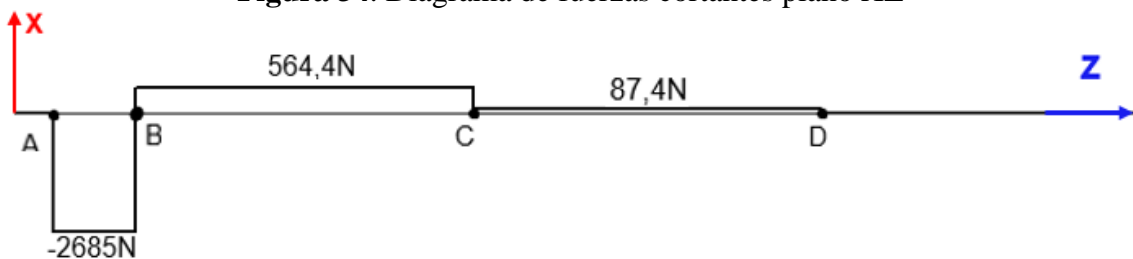
$$R_{Dx} = 87,4 \text{ N } \downarrow$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-L + R_{Bx} - F_{bCx} - R_{Dx} = 0 \quad (56)$$

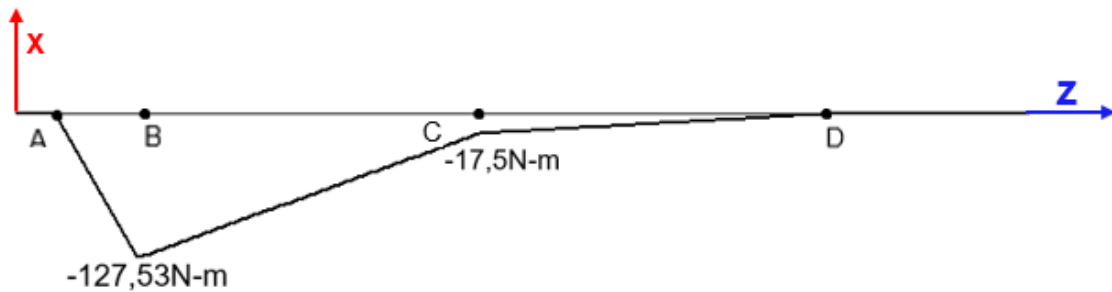
$$R_{Bx} = 3249,45 \text{ N } \uparrow$$

Figura 34. Diagrama de fuerzas cortantes plano XZ



Fuente: Autores

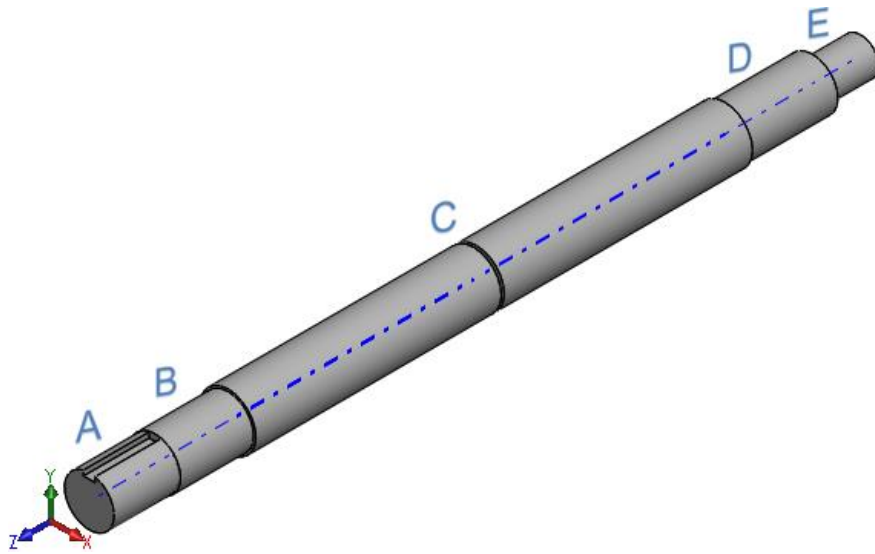
Figura 35. Diagrama de momentos flectores plano XZ



Fuente: Autores

3.6.5 *Análisis del punto crítico del eje conductor del rodillo.* Para encontrar el punto más crítico sobre el eje se debe estudiar cada punto y elegir el punto que contenga el mayor valor de momentos flectores, Los valores de los momentos de los planos Myz, Mxz de los puntos A, B, C, D (ver secciones 3.6.3 y 3.6.4)

Figura 36. Puntos que actúan cargas sobre eje conductor del rodillo



Fuente: Autores

$$MR_B = \sqrt{MyzB^2 + MxzB^2} \quad (57)$$

Donde:

MR_B = Momento resultante en el punto B

$MyzB$ = Momento en el plano yz del punto B

$MxzB$ = Momento en el plano xz del punto B

$$MR_B = \sqrt{MyzB^2 + MxzB^2} = \sqrt{0^2 + 127,53^2} = 127,53N * m$$

A continuación, se muestra una tabla con todos los puntos resultantes los cuales se obtuvieron con la misma metodología de cálculo

Tabla 13. Momentos resultantes del eje conductor del rodillo

Momentos Resultantes	Valor(N*m)
MR_A	0
MR_B	127.53
MR_C	83.4
MR_D	0

Fuente: Autores

Como se puede observar el punto crítico con respecto a momentos flectores se encuentra situado en B por lo tanto se toma el valor para continuar con el diseño $MR_B = 127.53N*m$

3.6.6 *Diseño por resistencia estática del eje conductor en el punto B.* El diseño estático se realiza donde existe el punto más crítico como se analizó en la sección anterior es en el punto B con:

$$MR_B = 127,53 \text{ N}\cdot\text{m} \text{ (ver sección 3.6.5)}$$

$$T_t = 126 \text{ N}\cdot\text{m} \text{ (ver sección 3.3.5.2)}$$

$$F_n = 1410 \text{ N} \text{ (ver sección 3.5.1.2)}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{s_y}{n} \quad (58)$$

Donde:

σ_{eq} = Esfuerzo equivalente según tresca o esfuerzo equivalente según Von Mises

n = Coeficiente de seguridad

s_y = Resistencia a la fluencia

El acero que se utilizará es laminado en caliente 1020 $s_y=47 \text{ Kgf/mm}=265 \text{ MPa}$ (ver anexo A)

Aplicando la teoría de la energía de distorsión o teoría de Von Mises-Hencky en σ_{eq} tenemos

$$\sigma_{eq-VM} = \sqrt{\sigma_X^2 + 3 * \tau_{XY}^2} \quad (59)$$

Donde:

$\sigma_X = \pm \sigma_{flexion} \pm \sigma_{axial}$ = esfuerzos que producen flexión y esfuerzos axiales

$\tau_{XY} = \pm \tau_{torción} \pm \tau_{corte}$ = esfuerzos que producen torsión y corte

En el eje conductor del rodillo que se está analizando solo tenemos esfuerzos por flexión y corte

3.6.6.1 *Cálculo del esfuerzo por flexión*

$$\sigma_{flexion} = \frac{M_{max} * C}{I_{Círculo}} \quad (60)$$

Donde:

$M_{\max} = MR_B$ Momento flexionante en la sección crítica o momento resultante crítico

$C =$ Distancia desde el centro hasta la arista exterior, en este caso es $D_B/2$

$I_C =$ Momento de inercia del elemento en estudio

$$I_C = \frac{\pi * D_B^4}{64} \quad (61)$$

Reemplazamos los valores en la ecuación 61 en la ecuación 60

$$\sigma_{\text{flexion}} = \frac{M_{\max} * D_B/2}{\frac{\pi * D_B^4}{64}}$$
$$\sigma_{\text{flexion}} = \frac{32 * M_{\max}}{\pi * D_B^3} = \frac{1299 \text{ N} * \text{m}}{D_B^3}$$

3.6.6.2 Cálculo del esfuerzo axial

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{Fn}{Ac} \quad (62)$$

Donde:

$Fn =$ Fuerza axial sobre el eje en estudio (ver sección 3.5.1.2)

$Ac =$ Área perpendicular a la dirección de la fuerza

$$Ac = \frac{\pi * D_B^2}{4} \quad (63)$$

Reemplazando los valores en la ecuación 63 en la ecuación 62

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{Fn}{\frac{\pi * D_B^2}{4}} = \frac{4 * Fax}{\pi * D_B^2} = \frac{1795 \text{ N}}{D_B^2}$$

3.6.6.3 Cálculo del esfuerzo por torsión

$$\tau_{XY} = \frac{Tt * r_B}{Jc} \quad (64)$$

Donde:

T_t = Momento torsionante (ver sección 3.3.5.2)

r_B = Radio de la sección crítica, en este caso es $D_B/2$

J_c = Momento polar de inercia

$$J_c = \frac{\pi * D_B^4}{32} \quad (65)$$

Reemplazando los valores en la ecuación 65 en la ecuación 64.

$$\tau_{XY} = \frac{T * D_B/2}{\frac{\pi * D_B^4}{32}} = \frac{16 * T}{\pi * D_B^3} = \frac{641,7}{D_B^3}$$

3.6.6.4 Aplicando la teoría de la energía de distorsión o teoría de Von Mises-Hencky

Los resultados de las ecuaciones 60,62 y 64 se rempazan en la ecuación 66. Ya que el sistema mecánico requiere una precisión y seguridad media se toma un valor de $n=6$

$$\sigma_{eq-VM} = \sqrt{\sigma_X^2 + 3 * \tau_{XY}^2} \quad (66)$$

$$\frac{sy}{n} = \sqrt{\left(\frac{32 * M_{max}}{\pi * D_B^3} + \frac{4 * Fax}{\pi * D_B^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * T}{\pi * D_B^3}\right)^2}$$

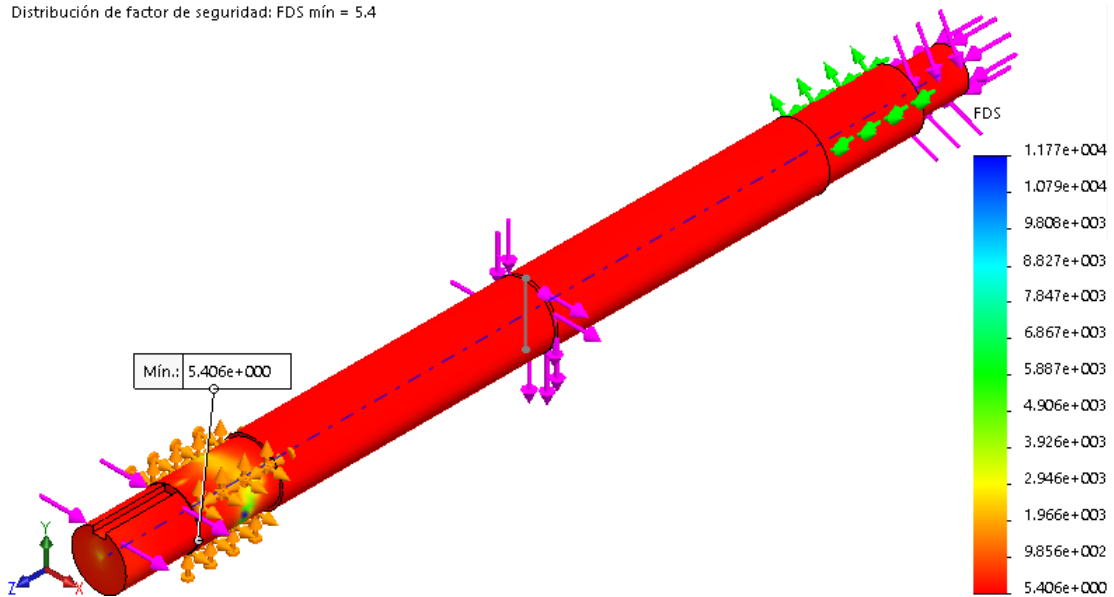
Despejando $D_B = \left(\frac{32 * n}{\pi * sy} * \sqrt{M^2 + 3/4 * T^2}\right)^{1/3}$

$$D_B = \left(\frac{32 * 6}{\pi * 265 \text{ Mpa}} * \sqrt{(127.53 \text{ N} * \text{m})^2 + 3/4 * (126 \text{ N} * \text{m})^2}\right)^{1/3} = 33.8 \text{ mm}$$

Este diámetro obtenido es 33.8 en el punto B pero se tomará para el punto A el más cercano a B en el cual existe un cambio de diámetro para que forme un tope para la catalina que está situada en el punto A por lo cual se aproxima a un diámetro comercial 34 mm y para $D_B = 35 \text{ mm}$ donde se alojará la chumacera con D_i de 35mm, con el nuevo diámetro de 35mm el coeficiente de seguridad estático del eje es $n=6$ por lo cual se corrobora mediante SolidWorks que el eje soporta las cargas antes del movimiento y durante el arranque del motor.

Figura 37. Factor de seguridad

Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 5.4



Fuente: Autores

3.6.7 *Diseño por resistencia a la fatiga del eje conductor en el punto B.* Como bien lo sabemos el eje en análisis trabaja en rotación por lo que las cargas mencionadas anteriormente van a ser cíclicas varían con respecto al tiempo por lo que se realiza el análisis de resistencia a fatiga, los valores que utilizaremos son de la sección 3.6.6.4 $D_B=35\text{mm}$, $\sigma_{\text{flexion}} = -\frac{1299\text{N}\cdot\text{m}}{D_B^3}$, $\sigma_{\text{axial}} = \frac{1795\text{ N}}{D_B^2}$ $\tau_{XY} = \frac{6689,24\text{N}\cdot\text{m}}{D_B^3}$ y se verificará si resiste el eje a fatiga con el factor de seguridad

$$Se' = 0,5 Sut \quad (67)$$

Para $Sut \leq 1400\text{ Mpa}$

Donde:

Se' = Límite de resistencia a la fatiga del acero

$Sut = 40\text{ Kg/mm}^2 = 393\text{MPa}$ Resistencia última a la tensión o tracción (ver anexo A).

$$Se' = 0,5 * 393\text{ Mpa} = 196.5\text{ Mpa} \quad (68)$$

3.6.7.1 *Cálculo del límite de resistencia a la fatiga.* Mediante la ecuación de Joseph Marin con los factores que modifican el límite de la fatiga.

$$Se = Se' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (69)$$

Donde:

Se = Límite de resistencia a la fatiga del elemento en estudio.

- k_a = Factor de modificación por la condición superficial (ver anexo B)

$$k_a = aSut^b \quad (70)$$

$$k_a = 4,51 * 393^{-0,265} = 0,926$$

- k_b = Factor de modificación por el tamaño (ver anexo C)

$$K_b = 1.24d^{-0,107} \quad (71)$$

$$k_b = 1.24 * (35\text{mm})^{-0,107} = 0,848$$

- k_c = Factor de modificación por la carga (ver anexo D)

$$k_c = 1$$

- k_d = Factor de modificación por la temperatura (anexo E)

Para $T \leq 450^\circ\text{C}$

$$k_d = 1$$

- k_e = Factor de confiabilidad (ver anexo F)

$$k_e = 0,897$$

Reemplazando todos los factores de modificaciones de las ecuaciones 70, 71 y la ecuación 68 en la ecuación 69 se tiene.

$$Se = 196.5 \text{ Mpa} * 0,926 * 0,848 * 1 * 1 * 0,897$$

$$Se = 138.41 \text{ Mpa}$$

3.6.7.2 *Factor de concentración de esfuerzos por fatiga.* Valores que se utilizan para el anexo G y $H_r = 1.5\text{mm}$, $D = 35\text{mm}$, $d = 34\text{mm}$, $S_{ut} = 0.393\text{ GPa}$.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (72)$$

Donde:

k_f = Factor de modificación de concentración del esfuerzo por fatiga y sensibilidad a la muesca.

q =Sensibilidad a la muesca (ver anexo G)

$$q_{\text{flexión}} = q_{\text{axial}} = 0,7$$

$$q_{\text{torsión}} = 0,9$$

K_t = Factor teórico de concentración de esfuerzo (ver anexo H).

$$K_{t(\text{axial})} = 1,6 \quad , \quad K_{t(\text{torsión})} = 1,3 \quad \text{y} \quad K_{t(\text{flexión})} = 1,78$$

Reemplazando los valores q y k_t tanto axial, flexión como torsión en la ecuación 72

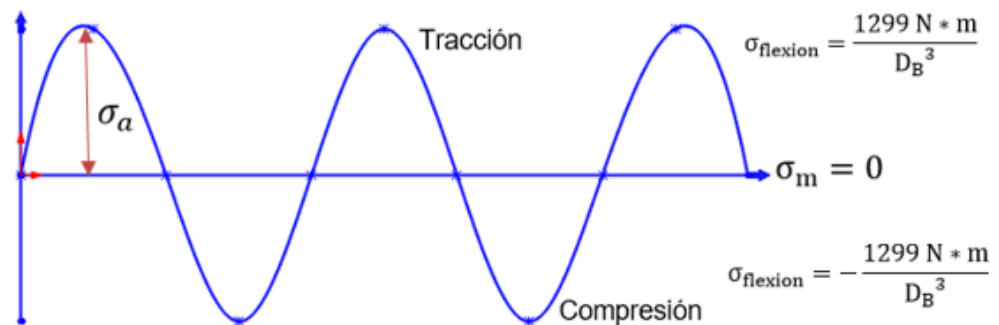
$$K_{f(\text{axial})} = 1 + 0,7 (1,6 - 1) = 1,42$$

$$K_{f(\text{torsión})} = 1 + 0,9 (1,3 - 1) = 1,27$$

$$K_{f(\text{flexión})} = 1 + 0,7 (1,78 - 1) = 1,55$$

3.6.7.3 *Fluctuación de la flexión*

Figura 38. Fluctuación con inversión completa del eje conductor del rodillo



Fuente: Autores

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (73)$$

Donde:

σ_a = Esfuerzo de amplitud

$\sigma_{\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo (ver sección 3.6.6.1)

$\sigma_{\text{mín}}$ = Esfuerzo mínimo

$$\sigma_a = \frac{\frac{1299}{D_B^3} - \left(-\frac{1299}{D_B^3}\right)}{2} = 30.297 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (74)$$

Donde:

σ_m = Esfuerzo medio

$$\sigma_m = \frac{\frac{1299}{D_B^3} + \left(-\frac{1299}{D_B^3}\right)}{2} = 0$$

3.6.7.4 Fluctuación del esfuerzo axial

Figura 39. Fluctuación del esfuerzo axial



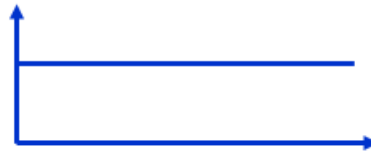
Fuente: Autores

$$\sigma_a = 0 \quad (75)$$

$$\sigma_m = \frac{1527,89 \text{ N}}{D_B^2} = 1.247 \text{ MPa} \quad (76)$$

3.6.7.5 Fluctuación de torque

Figura 40. Fluctuación del torque



Fuente: Autores

$$\tau_a = 0 \quad (77)$$

$$\tau_m = \frac{641,7 \text{ N} \cdot \text{m}}{D_B^3} = 14.967 \text{ MPa} \quad (78)$$

3.6.7.6 Se utiliza la teoría de Von Mises-Hencky para calcular el esfuerzo equivalente de amplitud

$$\sigma_{(\text{eq-VM})a} = \sqrt{(\sigma_X)_a^2 + 3 * (\tau_{XY})_a^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{[K_{f(\text{flexi})} * (\sigma_a)_{\text{flexión}} + K_{f(\text{axial})} * (\sigma_a)_{\text{axial}}]^2 + 3[K_{f(\text{torsión})} * (\tau_a)_{\text{torsión}}]^2} \quad (79)$$

Reemplazamos los valores de las ecuaciones 72, 74, 76 y 71 en la ecuación 78

$$\sigma'_a = \sqrt{[1,55 * 30.297 \text{ MPa} + 1,42 * 0]^2 + 3[1,27 * 0]^2} = 46.96 \text{ MPa}$$

3.6.7.7 Se utiliza la teoría de Von Mises-Hencky para calcular el esfuerzo de equivalente medio

$$\sigma_{(\text{eq-VM})m} = \sqrt{(\sigma_X)_m^2 + 3 * (\tau_{XY})_m^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{[K_{f(\text{flexi})} * (\sigma_m)_{\text{flexi}} + K_{f(\text{axial})} * (\sigma_m)_{\text{axial}}]^2 + 3[K_{f(\text{torsión})} * (\tau_m)_{\text{torsión}}]^2} \quad (80)$$

Se reemplaza los valores de la ecuación 74, 76, 78 y la ecuación 72 en la ecuación 80

$$\sigma'_m = \sqrt{[1,55 * 0 + 1,42 * 1.247 \text{ MPa}]^2 + 3[1,27 * 14.967 \text{ MPa}]^2}$$

$$\sigma'_m = 32.97 \text{ MPa}$$

3.6.7.8 Usando la ecuación de Goodman se determina el factor de seguridad para el diámetro de 35mm

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (81)$$

$$\frac{46.96 \text{ MPa}}{138.41 \text{ Mpa}} + \frac{32.97 \text{ MPa}}{393 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$n=2.36$$

3.6.8 *Diseño por resistencia estática del eje conductor en el punto E.* Se realiza el diseño en el punto E por lo que en las secciones 3.6.6 y 3.6.7 no se realizó el análisis a torsión pura como ocurre en el punto E, con un torque de $T_t=126\text{N}\cdot\text{m}$ y un diámetro de 25,4 del eje donde acopla el embrague con dientes en forma de triángulo rectángulo con las puntas truncadas.

3.6.8.1 *Cálculo del esfuerzo por torsión*

$$\tau_{XY} = \frac{T * r_E}{J} \quad (64)$$

$$J = \frac{\pi * D_E^4}{32} \quad (65)$$

Reemplazamos la ecuación 65 y T_t , D_E en la ecuación 64

$$\tau_{XY} = \frac{16 * T}{\pi * D_E^3} = \frac{641,7}{25.4^3} = 39,159 \text{ MPa}$$

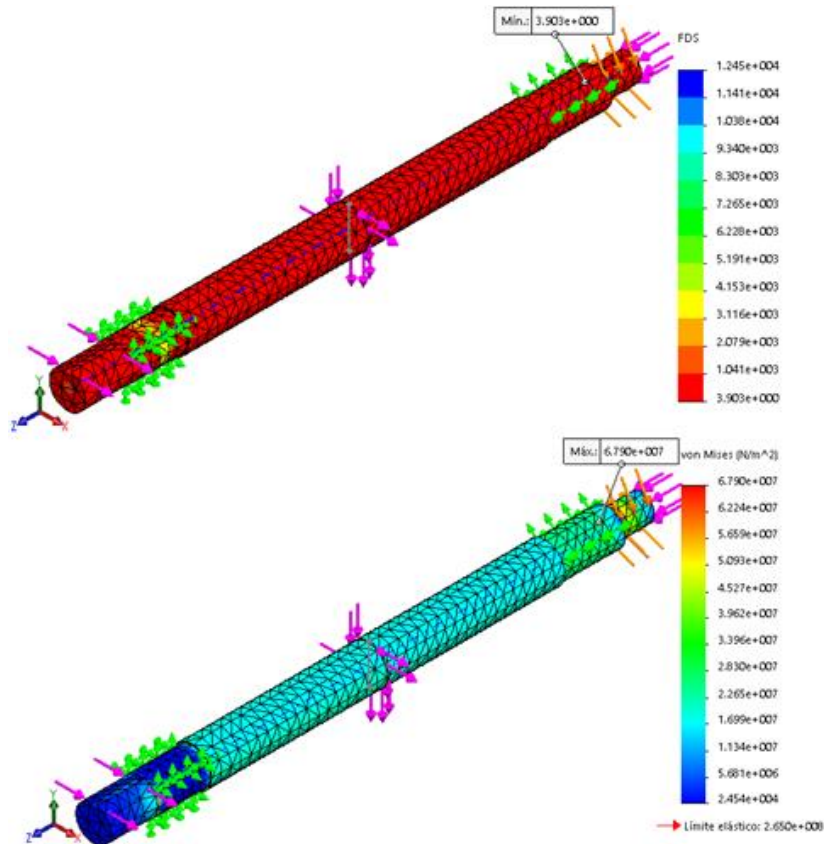
3.6.8.2 *Aplicando la teoría de la energía de distorsión o teoría de Von Mises-Hencky*

$$\sigma_{eq-VM} = \sqrt{\sigma_X^2 + 3 * \tau_{XY}^2} \quad (66)$$

$$\frac{sy}{n} = \sqrt{3 * (39,159 \text{ MPa})^2}, \quad \text{entonces } n = 4$$

3.6.8.3 Análisis del factor de seguridad mediante SolidWorks.

Figura 41. Análisis del eje conductor aplicando torsión pura en el punto E



Fuente: Autores

Utilizando SolidWorks para el eje con torsión pura se verifica el coeficiente de seguridad son similar con el análisis realizado teóricamente como se muestra en la sección 3.6.8.2.

3.6.9 *Diseño por resistencia a la fatiga del eje conductor en el punto E.* Se realiza el análisis de resistencia a fatiga, los valores que utilizaremos son de la sección 3.6.6.3 $D_E=25.4\text{mm}$, $\tau_{XY} = \frac{641.7\text{N}\cdot\text{m}}{D_E^3}$ y se verificará si resiste el eje a fatiga con el factor de seguridad

$$S_s = 0,29 * S_{ut} \quad (82)$$

Donde:

S_s = Límite de resistencia a la fatiga del acero a torsión pura

S_{ut} = Resistencia última a la tensión 393 MPa (ver anexo A)

$$S_s = 0.29 * 393 \text{ Mpa} = 113.97 \text{ Mpa}$$

3.6.9.1 Cálculo del límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = S_s' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (69)$$

Donde:

S_e = Límite de resistencia a la fatiga de las condiciones del elemento en estudio.

- k_a = Factor de modificación por la condición superficial (ver anexo B)

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (70)$$

$$k_a = 4,51 * 393^{-0,265} = 0,926$$

- k_b = Factor de modificación por el tamaño (ver anexo C)

$$k_b = 1.24 d^{-0,107} \quad (71)$$

$$k_b = 1.24 * (25.4 \text{mm})^{-0,107} = 0,877$$

- k_c = Factor de modificación por la carga (ver anexo D)

$$k_c = 0.59$$

- k_d = Factor de modificación por la temperatura (ver anexo E)

$$k_d = 1 \text{ Para } T \leq 450^\circ\text{C}$$

- k_e = Factor de confiabilidad (ver anexo F)

$$k_e = 0,897 \text{ con una confiabilidad de } 90\%$$

Reemplazando todos los factores de modificaciones y la ecuación 82 en la ecuación 69 se tiene.

$$S_e = 196.5 \text{ Mpa} * 0,926 * 0,877 * 0.59 * 1 * 0,897$$

$$S_e = 84.45 \text{ Mpa}$$

3.6.9.2 Factor de concentración de esfuerzos por fatiga

Valores que se requiere para utilizar el anexo G y H son: $r = 1.5$, $D = 35$, $d = 25.4\text{mm}$ y $S_{ut} = 0.393 \text{ GPa}$

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (72)$$

Donde:

k_f = Factor de modificación de concentración del esfuerzo por fatiga y sensibilidad a la muesca.

q = Sensibilidad a la muesca (ver anexo G)

Para cargas sometidas a torsión inversa

$$q_{\text{torsión}} = 0,9$$

K_t = Factor teórico de concentración de esfuerzo (ver anexo H)

$$K_{t(\text{torsión})} = 1,6$$

Reemplazando los valores q y k_t de torsión en la ecuación 72

$$K_{f(\text{torsión})} = 1 + 0,9 (1,6 - 1) = 1,54$$

3.6.9.3 Fluctuación de torque

Figura 42. Fluctuación del torque



Fuente: Autores

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = \frac{641,7 \text{ N} \cdot \text{m}}{D_B^3} = 39.159 \text{ MPa} \quad (83)$$

3.6.9.4 *Se utiliza la teoría de Von Mises-Hencky para calcular el esfuerzo equivalente medio.*

$$\sigma_{(eq-VM)m} = \sqrt{(\sigma_X)_m^2 + 3 * (\tau_{XY})_m^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{[K_{f(\text{flexión})} * (\sigma_m)_{\text{flexión}} + K_{f(\text{axial})} * (\sigma_m)_{\text{axial}}]^2 + 3[K_{f(\text{tors})} * (\tau_m)_{\text{tors}}]^2} \quad (80)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3[K_{f(\text{torsión})} * (\tau_m)_{\text{torsión}}]^2}$$

Reemplazamos los valores de la ecuación 83 y 72 en la ecuación 80

$$\sigma'_m = \sqrt{3[1,54 * 39.159 \text{ MPa}]^2}$$

$$\sigma'_m = 104.45 \text{ MPa}$$

3.6.9.5 *Usando la ecuación de Goodman se determina el factor de seguridad para el diámetro de 25.4mm*

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (81)$$

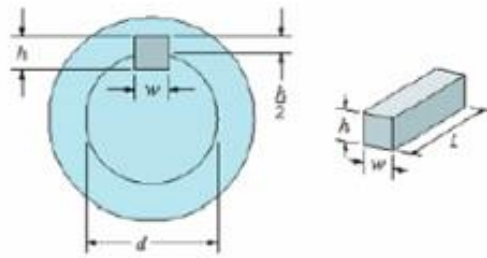
$$\frac{0}{84.45 \text{ Mpa}} + \frac{104.45 \text{ MPa}}{393 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$n=3.76$$

3.6.10 *Selección de la chaveta para el eje en el punto A.* En el punto mencionado se encuentra la catalina y necesita una chaveta para fijar la catalina al eje haciéndolos solidarios al mismo e impidiendo el movimiento relativo entre ambos.

En el punto A el eje tiene un diámetro de 34 mm $\approx 1 \frac{11}{32}$ plg

Figura 43. Chaveta



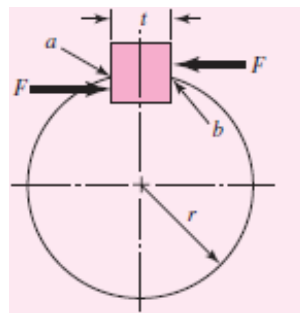
Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2008)

En el punto A donde está ubicada la catalina o rueda dentada, el diámetro del eje es $1\frac{11}{32}$ plg el cual está dentro del rango $1\frac{1}{4}$ hasta $1\frac{3}{8}$, por lo que se selecciona una chaveta o cuña cuadrada de $w \times h = \frac{5}{16} \times \frac{5}{16} \text{ in} \approx 8 \times 8 \text{ mm}$ y una profundidad del chavetero de 4 mm (ver anexo I)

La longitud de la chaveta se la selecciona para que resista a corte y aplastamiento

3.6.10.1 El cálculo de falla debido al corte de la chaveta.

Figura 44. Fuerzas que actúan sobre la chaveta



Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2008)

El material que se utiliza para la chaveta es de barras cuadradas de 8mm x 8mm con $\sigma_y = 185 \text{ MPa}$, tomando en cuenta que el material de la chaveta siempre debe ser menor el límite elástico comparado con el material del eje para que la chaveta funcione como un fusible en caso de un sobreesfuerzo

- Cálculo de la fuerza

$$F = \frac{Tt}{r_A} \quad (84)$$

Donde:

F = Fuerza en la superficie del eje

Tt = Torque en el eje (ver sección 3.3.5.2)

r_A = Radio del eje en el punto A donde se encuentra la catalina

$$F = \frac{126\text{N} * \text{m}}{0.034 \text{ m}} = 3705.9 \text{ N}$$

- Cálculo del esfuerzo cortante sobre la chaveta

$$\tau = \frac{F}{A_c} \quad (85)$$

Donde:

τ= Esfuerzo cortante de diseño

A_c=Área de corte

$$A_c = W * \ell \quad (86)$$

Remplazando las ecuaciones 84 y 86 en la ecuación 85

$$\tau = \frac{3705.9 \text{ N}}{8\text{mm} * \ell}$$

- Cálculo de la longitud de la chaveta

$$S_{sy} = 0.577s_y \quad (87)$$

Donde:

S_{sy} = Límite de resistencia cortante

s_y= Límite de fluencia (ver Anexo J)

$$S_{sy} = 0.577*185\text{MPa}= 106.7\text{MPa}$$

$$\frac{S_{sy}}{n} = \tau \quad (88)$$

Donde:

n = 3 factor de seguridad asumido

Las ecuaciones 87, 85 se reemplazan en la ecuación 88 y se despeja ℓ

$$\frac{106.7\text{MPa}}{3} = \frac{3705.9\text{ N}}{8\text{ mm} \times \ell} \quad \text{y} \quad \ell = 13\text{mm}$$

3.6.10.2 *El cálculo de falla debido al aplastamiento de la chaveta.*

$$A_p = \frac{h}{2} * \ell \quad (89)$$

Donde:

A_p = Área de aplastamiento

$$A_p = 4\text{mm} * \ell$$

$$\frac{s_y}{n} = \tau, \frac{185\text{ MPa}}{3} = \frac{3705.9\text{ N}}{4\text{ mm} \times \ell}$$

$$\ell = 15\text{ mm}$$

Se selecciona la longitud mayor entre falla por corte y aplastamiento

3.7 Selección de los rodamientos rígidos de bolas y soporte

3.7.1 *Carga estática.* Para determinar de la carga estática requerida se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_o = f_{es} * P_o \quad (90)$$

Donde:

C_o = Capacidad de carga estática requerida

P_o = Carga estática equivalente

$f_{es} = 1,5$ factor de esfuerzo estático (ver Anexo K)

Se necesita calcular la carga estática equivalente P_o por consiguiente se debe calcular F_n/F_r para saber si se utiliza la ecuación 91 o 92 según sea el caso.

$$\text{Cuando: [kN]} \frac{F_n}{F_r} \leq 0,8 \text{ entonces } P_o = F_r \quad (91)$$

$$\text{Cuando: [kN]} \frac{F_n}{F_r} > 0,8 \text{ entonces } P_o = 0,6F_r + 0,5 F_n \quad (92)$$

Donde:

Fr = RB o RD Fuerza radial de la resultante (ver secciones 3.6.3 y 3.6.4)

Fn.= Carga axial resultante aplicada al eje (ver sección 3.5.1.2)

Para calcular Fr se debe tomar en cuenta que se utiliza chumacera tanto en el punto B como en el punto D, pero se elegirá las reacciones de mayor valor entre el punto B y D, en este caso el valor mayor de las reacciones es en el punto B.

$$\frac{F_n}{F_r} = \frac{1,41\text{KN}}{\sqrt{(0,4183\text{ KN})^2 + (3,24945\text{ KN})^2}} = \frac{1,41\text{KN}}{3,4244\text{KN}} = 0,41$$

Como $0,41 \leq 0,8$ se utiliza la ecuación 91

$$\frac{F_n}{F_r} = 0,41 \leq 0,8 \text{ entonces } P_0 = F_r$$

$$P_0 = F_r = 3424,4\text{ N}$$

Con los resultados de carga estática equivalente P_0 y f_{es} se reemplaza en la ecuación 90

$$C_0 = 1,5 * 3424,4\text{ N} = 4914,975\text{ N}$$

3.7.2 Carga dinámica.

- Carga dinámica equivalente.

$$P = X * F_r + Y * F_n \quad (93)$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente

Fr = Carga radial de la resultante (ver secciones 3.6.3 y 3.6.4)

Fn = Carga axial resultante aplicada al eje (ver sección 3.5.1.2)

X = Factor de carga radial del rodamiento (ver Anexo L)

Y = Factor de carga axial del rodamiento (ver Anexo L)

$$\frac{F_n}{C_0} \quad (94)$$

$$\frac{F_n}{C_0} = \frac{1,41\text{KN}}{4,914975\text{KN}} = 0,287$$

$$\frac{F_a}{F_r} \tag{95}$$

$$\frac{F_n}{F_r} = \frac{1,41\text{KN}}{3,4244\text{KN}} = 0,41$$

Comprobar si $\frac{F_n}{F_r} \leq e$ o si $\frac{F_n}{F_r} > e$. Con la relación $\frac{F_n}{F_r} = 0,41$ se encuentra el valor de (e) en el Anexo L, entonces $e=0,38$. Ahora comprobamos la relación F_a/C_0 con el valor de (e).

$$\text{si } \frac{F_n}{F_r} = 0,41 \text{ y } e = 0,38 \text{ entonces se puede decir que } \frac{F_n}{F_r} > e$$

Ahora con la comprobación anterior se puede ver los valores de X e Y según el anexo L, luego se reemplaza en la ecuación 93

$$X = 0,56 \quad Y = 1,2$$

$$P = 0,56 * 3,27665 \text{ KN} + 1,2 * 1,410 \text{ KN} = 3,5269 \text{ KN}$$

- Capacidad de carga dinámica requerida

$$C_{req} = \frac{f_L}{f_N} * P \tag{96}$$

Donde:

C_{req} = Capacidad de carga dinámica requerida

f_L = 4 factor de esfuerzos dinámicos (rodillos para hornos giratorios ver Anexo M)

f_N = Factor de velocidad (ver Anexo N)

P = Carga dinámica equivalente

N = 115 rpm Consecuentemente tenemos que interpolar (ver sección 3.3.5.2)

Tabla 14. Interpolación de los valores fN del Anexo M

N	fN
110	0,672
115	Y2
120	0,652

Fuente: Autores

$$y2 = \frac{(x2 - x1) * (y3 - y1)}{x3 - x1} + y1 \quad (97)$$

$$fN = y2 = \frac{(115 - 110) * (0,652 - 0,672)}{120 - 110} + 0,672 = 0,662$$

Se reemplaza los valores de FL, fN y P en la ecuación 96

$$Creq = \frac{4}{0,662} * 3,5269 \text{ K N} = 21,31 \text{ K N}$$

Con los valores requeridos de Co y Creq, se comprueban que sean menores que los valores del rodamiento que seleccionó como si lo es, está bien seleccionado el rodamiento insertable con tornillo prisionero en el anillo interior UC207 con diámetro de eje igual a 35mm (ver Anexo O). Con el tipo de rodamiento seleccionado de acuerdo a sus cargas estáticas y dinámicas se procede a seleccionar el soporte de fundición gris con base larga UCP serie 207 (ver Anexo O)

3.8 Diseño del resorte helicoidal a compresión

Para el diseño del resorte se realizó con un alambre revenido en aceite AISI/ SAE 1070, ASTM A230 adecuados para cargas a fatiga.

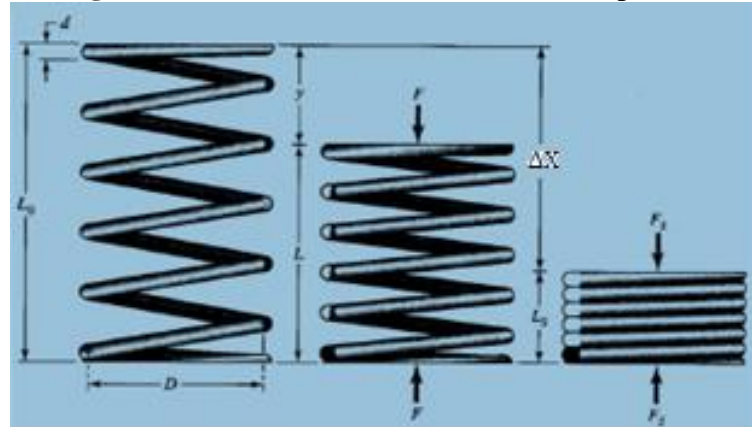
Datos:

$$d = 6 \text{ mm}$$

$$D = 42 \text{ mm}$$

$$Dint = 36 \text{ mm}$$

Figura 45. Nomenclatura del resorte a compresión



Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2008)

Donde:

d = Diámetro del alambre [m]

D = Diámetro medio de la espira [m]

$D_{int.}$ = Diámetro interior de la espira [m]

El resorte tiene una fuerza de precarga al inicio, por lo cual se toma como espacio total a comprimirse un valor de 6 cm, ya que 1,85 cm es la altura del diente de embrague y el espacio a recorrer al aplicar la precarga tendrá un rango aproximado de 4 cm.

Determinación de la constante del resorte, mediante la fuerza de compresión que origina el embrague y el espacio total a comprimirse.

$$K = \frac{F_n}{\Delta X} \quad (98)$$

Donde:

F_n = Fuerza máxima de apriete del resorte [N] (ver sección 3.5.1.2)

K = Índice o constante del resorte [N / m]

ΔX = Desplazamiento del resorte [m]

$$K = \frac{1410 \text{ N}}{0,06\text{m}} = 23500\text{N / m}$$

Tabla 15. Propiedad mecánica del alambre para resorte.

Material	Límite elástico, Porcentaje de S_{ut} Tensión Torsión	Diámetro d, plg	E Mpsi GPa	G Mpsi GPa
Resorte de válvula A230	85 – 90 50 – 60	>0,125	29,5 203,4	11,2 77,2

Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2008)

Se calcula el número de espiras activas mediante la siguiente ecuación

$$N_a = \frac{(\Delta X * d^4 * G)}{(8 * D^3 * F)} \quad (99)$$

Donde:

N_a = Número de espiras activas

G = Límite elástico por cortadura [N/m^2]

D = Diámetro medio de la espira [m]

d = Diámetro del alambre [m]

ΔX = Espacio a comprimirse el resorte [m]

F_n = Fuerza de empuje para el resorte [N] (ver sección 3.5.1.2)

$$N_a = \frac{(0,06m * (0,006m)^4 * 77,2 * 10^9 N/m^2)}{(8 * (0,042m)^3 * 1410N)}$$

$$N_a = 7,8 \approx 8 \text{ vueltas por facilidad de construcción}$$

Determinación del factor K corregido con la siguiente ecuación

$$K = \frac{(d^4 * G)}{(8 * D^3 * N_a)} \quad (100)$$

$$K = \frac{(0,006m)^4 * 77,2 * 10^9 N/m^2}{(8 * (0,042m)^3 * 8)} = 21100,58 \frac{N}{m} \text{ corregido}$$

Se recalcula el valor del desplazamiento del resorte a comprimirse mediante el valor de la fuerza y el valor de la constante del resorte corregido

$$\Delta X = \frac{F}{K} = \frac{1410}{21100,58} = 5,7\text{cm corregido} \quad (101)$$

Índice del resorte (agudeza de la curvatura), debe estar en el rango de 4 a 12

$$C = \frac{D}{d} \quad (102)$$

$$C = \frac{42}{6} = 7$$

Factor de aumento de esfuerzo cortante

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \quad (103)$$

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{7} = 1,071$$

Con el valor de la ecuación 102 calculamos el factor de Wahl con la ecuación 104.

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (104)$$

$$K_w = \frac{4 * 7 - 1}{4 * 7 - 4} + \frac{0,615}{7} = 1,21$$

Tabla 16. Fórmulas para calcular dimensiones del resorte de compresión

Términos	Tipos de extremo o terminaciones del resorte			
	Sencillo	Sencillo y esmerilado	A escuadra y cerrado	A escuadra y esmerilado
Expiras en extremo, N_e	0	1	2	2
Expiras totales, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_o	$p N_a + d$	$P(N_a + 1)$	$p N_a + 3d$	$p N_a + 2d$
Longitud sólida, L_s	$d(N_t + 1)$	$d N_t$	$d(N_t + 1)$	$d N_t$
Paso, p	$(L_o - d) / N_a$	$L_o / (N_a + 1)$	$(L_o - 3d) / N_a$	$(L_o - 2d) / N_a$

Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2008)

Tabla 17. Características del resorte de compresión

	Tipos de extremo
Términos	A escuadra y esmerilado
N_e	2
N_t	10
L_o	117 mm
L_s	60 mm
P	13 mm

Fuente: Autores

Otra forma de determinar la longitud libre del resorte mediante la ecuación obtenida gráficamente

$$L_o = L_s + \Delta X \quad (105)$$

$$L_o = 60 + 57 = 117 \text{ mm}$$

Resistencia a la tensión mínima del resorte

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (106)$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia a la tensión mínima del resorte

A, m = Constantes para calcular S_{ut} [N/m^2] (ver tabla 18)

d = Diámetro del alambre [mm]

Tabla 18. Constante para estimar la resistencia a la tensión de acero para resortes

Material	Intervalo de diámetro, Mm	Exponente, m	Constante, A Kpsi MPa
Alambre revenido en aceite	0,5 – 12	0,186	149 1880

Fuente: (BUDYNAS, y otros, 2008)

Se reemplaza en la ecuación 106 los valores estipulados en la tabla 18

$$S_{ut} = \frac{1880}{6^{0,186}} = 1347,16 * 10^6 N/m^2$$

Donde:

t = Espesor de la arandela [m] (ver Anexo P)

$H1 = t1$ = Espesor del soporte de fundición gris [m] (ver Anexo O)

Se reemplaza los valores de t y $t1$ en la ecuación 109

$$h = 0,00241\text{m} + 0,019 = 0,02141\text{m} = 21,41\text{mm}$$

$$l = h + \frac{d}{2} \quad \text{cuando } t2 \geq d \quad (110)$$

Donde:

l = Longitud de agarre [m]

$d = 0.5$ plg. Tamaño nominal de tornillo hexagonal [m] (ver Anexo R)

Se reemplaza los valores de la ecuación 109 en la ecuación 110 para obtener la longitud de agarre

$$l = 0,02141 + \frac{0,0127}{2} = 0,02776 \text{ m} = 27,76\text{mm}$$

$$L > h + 1,5d \quad (111)$$

Donde:

L = Longitud del sujetador [m]

$$L > 0,02141 + 1,5 * 0,0127$$

$$L > 0,04046\text{m} = 40,46\text{mm}$$

Seleccionamos una longitud estándar del sujetador (ver anexo Q)

$$L = 1\frac{3}{4} \text{ plg} = 0,04445\text{m} = 44,45\text{mm}$$

$$L_T = 2d + 0,00635m \text{ cuando } L \leq 0,152 \text{ m} = 152\text{mm} \quad (112)$$

Donde:

L_T = Longitud roscada[m]

$$L_T = 2 * 0,0127 + 0,00635$$

$$L_T = 0,03175 \text{ m} = 31,75 \text{ mm}$$

$$l_d = L - L_T \quad (113)$$

Donde:

l_d = Longitud de la parte sin roscar en el agarre [m]

Reemplazamos los valores de la ecuación 3 y la ecuación 4 en la ecuación 5

$$l_d = 0,04445 - 0,03175 = 0,0127\text{m} = 12,7\text{mm}$$

$$l_t = l - l_d \quad (114)$$

Donde:

l_t = Longitud de la parte roscada en el agarre [m]

$$l_t = 0,02776 - 0,0127 = 0,01506\text{m} = 15,06\text{mm}$$

3.9.2 *Dimensionamiento del perno para la sujeción del motor trifásico de 2 HP.* Para la sujeción del motor con la estructura se utilizó 4 pernos de cabeza hexagonal regular de 3/8 plg-16 UNC (ver Anexo R)

Para el grado SAE número 1 (ver Anexo S)

La arandela plana utilizada es de tipo 3/8 N (ver anexo Q)

Figura 47. Ubicación del peso del motor



Fuente: Autores

Realizando el respectivo análisis a los pernos que sujetan el motor, se determina que se encuentran en tracción secundaria y corte primario

Precarga de pernos: Diseño a carga estática

$$\sigma = \frac{F_i}{A_t} + \frac{n * C * F_t}{N * A_t} \quad (115)$$

Donde:

σ = Esfuerzo a tracción del perno

F_i = Precarga del perno debido al apriete

A_t = Área de tensión (ver Anexo R)

n = Factor de seguridad

C = Parámetro adimensional de la rigidez

F_t = Carga máxima aplicada al perno

N = Número de pernos en la fila durante la tracción

$$F_i = k * S_p * A_t \quad (116)$$

Donde:

F_i = Precarga [N]

K = Factor de montaje (0,75 desmontable o 0,9 no desmontable)

S_p = Resistencia de prueba [MPa] (ver anexo S)

A_t = Área de tensión [mm²] (ver Anexo R)

$$F_i = 0,75 * S_p * A_t$$

$$S_p = 33 \text{ kpsi} = 227,33 \text{ MPa}$$

$$A_t = 0,0775 \text{ plg}^2 = 49,99 \text{ mm}^2$$

Se reemplaza los valores obtenidos de tablas en la ecuación 116

$$F_i = 0,75 * 227,33 * 49,99 = 8523,17 \text{ N}$$

Cálculo de la rigidez del perno:

$$C = \frac{k_b}{K_m + k_b} \quad (117)$$

Donde:

K_b = Constante de rigidez (elástica) del perno

K_m = Constante de rigidez (elástica) de los materiales unidos

$$k_b = \frac{\pi * d_p^2 * E_p}{4 * l} \quad (118)$$

Donde:

$d_p = 3/8$ Diámetro del perno (ver Anexo R)

E_p = Módulo de elasticidad del perno [N/mm^2] (ver Anexo T)

l = Longitud de agarre del perno [mm]

Para el cálculo la longitud de agarre, es el espesor de todo el material apretado entre la cara del perno y la cara de la tuerca

$$l = 15 \text{ mm (espesor de la base del motor)} + 5 \text{ mm (espesor de la plancha)} = 20 \text{ mm}$$

Se reemplaza los valores calculados y los de tabla en la ecuación 118

$$k_b = \frac{\pi * 9,53^2 * 207000}{4 * 20} = 738271,38 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Para el cálculo de la constante de rigidez (elástica) de los materiales unidos aplicamos la teoría de Willeman

$$K_{mi} = d_p * E_i * A_i * e^{\frac{B_i * d_p}{L_{mi}}} \quad (119)$$

Donde:

E_i = Módulo de elasticidad del material [N/mm²] (Ver anexo T)

A_i = Constante numérica adimensional, depende del material (Ver anexo T)

B_i = Constante numérica adimensional, depende del material (Ver anexo T)

L_{mi} = Espesor del material

Cálculo de la constante de rigidez elástica para el acero

$$K_{m1} = 9,53 * 207000 * 0,78715 * e^{\frac{0,62873 * 9,53}{5}}$$

$$K_{m1} = 5147088,219 \frac{N}{mm}$$

Cálculo de la constante de rigidez elástica para el hierro fundido gris

$$K_{m2} = 9,53 * 100000 * 0,77871 * e^{\frac{0,61616 * 9,53}{15}}$$

$$K_{m2} = 1097692,267 \frac{N}{mm}$$

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_{m1}} + \frac{1}{K_{m2}} \quad (120)$$

Se reemplaza los valores de la constante de rigidez elástica del acero y del hierro fundido gris en la ecuación 120

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{5147088,219} + \frac{1}{1097692,267}$$

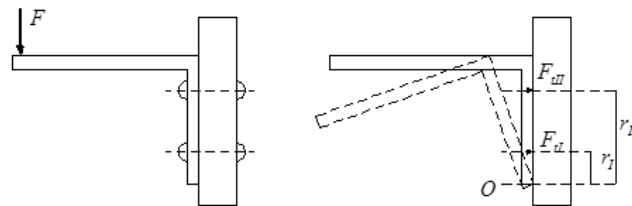
$$K_m = 904742,6 \frac{N}{mm}$$

Calculado los valores de k_b y k_m se procede a encontrar la rigidez del perno en la ecuación 117

$$C = \frac{738271,38}{904742,6 + 738271,38} = 0,4493$$

Con la excentricidad debido a la ubicación del peso aproximado del motor, se origina un momento el mismo que se reparte en cada uno de los sujetadores.

Figura 48. Carga excéntrica en los pernos



Fuente: (MORAN, 2011)

Donde:

$F = P_{apr}$ = Peso aproximado del motor ubicado en su centro de gravedad [N]

r_I, r_{II} = Distancia desde el centro del diámetro del perno hacia el eje de giro (O)

F_{tI}, F_{tII} = Representa las cargas de momento o fuerza de tracción secundaria

Se calcula la fuerza de tracción secundaria con la siguiente ecuación

$$F_{ti} = \frac{(P_{apr} * e) * r_i}{\sum_{j=1}^n (r_j)^2} \quad (121)$$

Donde:

F_{ti} = Fuerza de tracción secundaria [N]

P_{apr} = Peso aproximado del motor ubicado en su centro de gravedad [N]

e = Excentricidad [mm]

r_i = Distancia desde el centro del diámetro del perno hacia el eje de giro (O) [mm]

r_j = Distancia desde el centro del diámetro de cada perno al eje de giro (O) [mm]

Todos los valores con respecto al motor están en la sección 3.3.4

Se reemplaza los respectivos valores en la ecuación 121

$$F_{tI} = \frac{(215,6 * 90) * 12}{12^2 + 152^2} = 10,02N$$

$$F_{tII} = \frac{(215,6 * 90) * 152}{12^2 + 152^2} = 126,86 N$$

Una vez obtenido los valores de la fuerza de tracción secundaria, se toma el mayor valor calculado y se procede a dividir dicho valor para el número de pernos existentes en la fila, en este caso existen dos pernos.

$$F_{tII} = Ft$$

$$\frac{Ft}{N} = \frac{126,86}{2} = 63,43 N$$

Se reemplaza todos los valores calculados en la ecuación 115 para obtener el valor del esfuerzo de tracción

El valor de n está dentro del intervalo de 3 a 4

El valor de sy (N/mm²) (ver Anexo S)

$$\sigma = \frac{8523,17 N}{49,99 \text{ mm}^2} + \frac{n * 0,4493 * 63,43 N}{49,99 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 170,5 \frac{N}{\text{mm}^2} + n * 0,57 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (122)$$

Cálculo del esfuerzo cortante del perno

$$\tau = \frac{n * \text{Papr}}{N_p * A_c} \quad (123)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante del perno

Papr = Carga cortante externa

n = Factor de seguridad

Ac = Área de corte

$$V' = \frac{P_{apr}}{N_p} \quad (124)$$

Donde:

V' = Carga directa o cortante primario [N]

P_{apr} = 22Kg Peso del motor o carga cortante externa [N] (ver sección 3.3.5.1)

N_p = Número de pernos en la sujeción durante el corte

$$V' = \frac{215,6}{4} = 53,9\text{N}$$

Para el área de corte se aplica la teoría que el área de tracción es 1,15 veces el área de corte

Entonces se tiene la siguiente ecuación

$$A_t = 1,15 A_c \quad (125)$$

$$A_c = \frac{49,99}{1,15} = 43,46 \text{ mm}^2$$

En la ecuación 123 se reemplaza los valores obtenidos para encontrar el esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{n * 53,9}{43,46} = 1,24 * n \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \quad (126)$$

Aplicando el teorema del esfuerzo equivalente de Von Mises

$$\sigma_{eq-vm} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad (127)$$

Donde:

σ_{eq-vm} = Esfuerzo equivalente de von mises

σ = Esfuerzo a tracción del perno

τ = Esfuerzo cortante del perno

Para encontrar el factor de seguridad se lo realiza por medio de iteración se toma la condición que el esfuerzo a la fluencia del perno debe ser mayor o igual al esfuerzo equivalente de Von Mises ($S_y \geq \sigma_{eq-vm}$)

$$S_y = 36 \text{ KPsi} = 248 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{ver anexo S})$$

Los valores calculados en la ecuación 122, 126 y valores encontrados en tablas, se reemplaza en la ecuación 127 relacionando su nomenclatura

$$248 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sqrt{\left(170,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + n * 0,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 * \left(n * 1,24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2}$$

$$n = 64$$

Como el factor calculado es alto, se interpreta que los pernos resistirán sin ningún problema, los pernos seleccionados se lo realizan tomando en consideración los diámetros de la base de sujeción del motor.

3.10 Tarjeta de adquisición de datos

Para conocer la resolución que va a entregar la tarjeta DAQ USB 6009 con la celda de barra que es la mayor amplitud 1000 kgf ya que la celda tipo s es de 90,8 Kgf se procede a calcular mediante la siguiente ecuación

$$r = \frac{F_{\text{máx.}}}{2^n - 1} \quad (128)$$

Donde:

r = Resolución de la medida [Kgf]

n = Número de bits (ver sección 2.12)

$F_{\text{máx.}}$ = Fuerza máxima [Kgf]

La fuerza máxima se toma el dato de la fuerza que soporta la celda de carga tipo barra y el número de bits de la tarjeta DAQ 6009

$$r = \frac{1000 \text{ kgf}}{2^{14} - 1} = 0,06 \text{ kgf}$$

Este valor nos indica que, a mayor número de bits, la resolución es más precisa al realizar los ensayos con el frenómetro. La tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009 es la que se emplea por su fácil manejo, bajo costo y alta confiabilidad en mediciones complejas, es perteneciente a la familia de la National Instruments como la DAQ 6008, 6012, compact DAQ y las tarjetas de adquisición de bus PCI.

Para utilizar la DAQ se necesita los siguientes elementos.

- Computador con NI LabVIEW instalada
- Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6009
- Cable USB tipo USB A/M a USB B/M

Figura 49. Elementos necesarios para uso de la DAQ



Fuente: (National Instruments)

3.11 Software para visualización de datos

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench), es una plataforma de fácil manejo y con un lenguaje de programación visual gráfico válido para programadores profesionales o con poco conocimiento en programación, se puede realizar programas muy complejos, de los que sería imposible realizar en otros lenguajes tradicionales. Los programas realizados en LabVIEW son llamados instrumentos virtuales (VI). Pueden realizarse programas de miles de VI para aplicaciones complejas

Figura 50. Logo de LabVIEW



Fuente: (National Instruments)

CAPÍTULO IV

4 CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL FRENÓMETRO




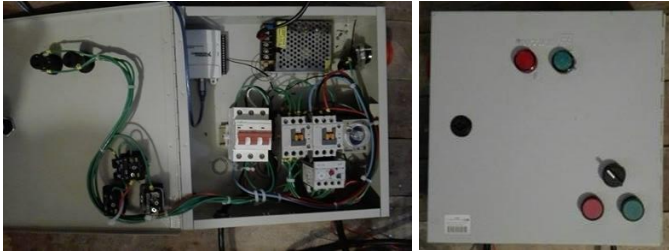

4.1 Tecnología de la construcción del frenómetro

La construcción del frenómetro se lo realiza en un taller industrial que conste con las máquinas y herramientas adecuadas para su construcción. Las máquinas y herramientas utilizadas se detallan a continuación.

- Amoladora
- Arco de sierra
- Brocas y machuelos
- Cautín
- Prensa
- Calibrador pie de rey
- Destornilladores
- Entenalla
- Esmeril
- Escuadras
- Flexómetro
- Fresadora
- Juego de llaves mixtas
- Multímetro
- Martillo
- Nivel
- Limas
- Pulidora
- Soldadora de arco
- Torno
- Taladro
- Taladro de mano etc.

4.1.1 *Sistemas de construcción de la máquina.* Para la construcción se realiza una serie de secuencias que se ilustra a continuación en los sistemas y esquemas.

Tabla 19. Sistemas de la construcción del frenómetro

Sistemas	Esquemas
Sistema estructural	
Sistema motriz	
Sistema de pesado	
Sistema eléctrico	
Sistema electrónico y adquisición de datos	

Fuente: Autores

4.1.2 Partes constructivas del frenómetro

Tabla 20. Partes constructivas del frenómetro

Sistema	Elemento	Cant.	Descripción	Material/ Modelo	Especificación
Sistema Estructural	Estructura base	3	Tubo cuadrado negro	Acero estructural ASTM A36	6000 X 40 X 2 mm
	Base del motor y caja reductora	1	Plancha corrugada	ASTM A36	520 X 220 X 4 mm
	Marco para base del motorreductor	2	Ángulo	ASTM A36	540 X 40 X 3.5 mm 250 X 40 X 3.5 mm
	Rampas para ascenso y descenso de la motocicleta	3	Tubo cuadrado negro	ASTM A36	6000X30X2mm
	Tapas para protección lateral derecha	1	Plancha corrugada	ASTM A36	930x230x2
	Tapas para protección superior	1	Plancha corrugada	ASTM A36	930x830x2
	Chapa para protección del motorreductor	1	Plancha	Tol galvanizado	540x250x210x1 mm
	Soporte para protección superior	3	Angulo	ASTM A36	855x40x4 mm
Sistema Motriz	Motorreductor	1	WEG	Normalizado	Trifásico 2 HP 1740 RPM
	Caja reductora	1	Bonfiglioli	Normalizado	2HP i=15 Tt 126 N-m
	Eje motriz de comunicación entre motorreductor y embrague	1	Eje	Acero laminado en caliente 1020	Diámetro: 50mm Longitud:340
	Resorte helicoidal compresión	1	Aceros para resorte	AISI 1070	Diámetro interno: 36 mm Nt: 10 P:13 mm Diámetro de alambre: 6mm

Fuente: Autores

Tabla 20 (continúa). Partes constructivas del frenómetro

	Embrague	2	Eje	Acero 1020	Diámetro exterior: 73mm
	Eje para rodillos	2	Eje	Acero laminado en caliente 1020	Diámetro: 35mm
	Rodillos	2	Tubería de petróleo	API 5L PSL1 GrB	Diámetro nominal : 6 plg = 15.41cm Diámetro exterior: 6 ⁵ / ₈ plg = 16,83cm
	Chumaceras para ejes de rodillos	4	De piso	fundición gris (UCP 207)	Diámetro: 35 mm
	Piñones	2	Normalizado	Acero	Número 50 Z = 18 i = 1 Paso = 1,587 cm
	Cadena	1	Normalizado	Acero	Número 50 Paso = 1,587 cm Una hilera
Sistema eléctrico	Contactador	1	LC 1- 009	Normalizado	220 voltios 2 Hp 6,8Amp
	Fuente	1	Alterna – Continua	Normalizado	110 Vac a 12 Vdc 5 Amp.
	Cable	2	AWG	Cobre	3x12 (3,31mm ²) 2x18
	Final de carrera	1		Normalizado	NC-NO
Sistema electrónico	DAQ 6009	1	Tarjeta de adquisición de datos	NI USB 6009	8 entradas analógicas 2 salidas analógicas, 12 E/S digitales Energizado por bus USB
	Celda tipo S	1	Carga a compresión y tracción	Sensortronics	Voltaje excitación 10 a15 v Voltaje de salida 3mv Capacidad 200 Lbs
	Celda tipo barra	1	Aplicación de carga a flexión	Normalizado	Voltaje excitación 10 a15 v Voltaje de salida 3mv

Fuente: Autores

4.1.3 *Procedimiento de construcción del frenómetro.* Se sigue un procedimiento de construcción de cada elemento que conforma el frenómetro. Se adquiere la tubería de petróleo de 6 pulgadas de diámetro para formar el rodillo, luego se realiza la medición y corte, para proceder a ubicar en el torno y verificar la ovalidad de la tubería y refrentar.

Figura 51. Rodillos



Fuente: Autores

Recorte de las tapas de un espesor de 1 cm que formaran parte del rodillo, se ubican en el torno para perforar en el centro de las tapas con brocas hasta poder introducir una cuchilla de interiores para dejar el agujero de 1.5 pulgadas de diámetro y posteriormente se realiza un biselado a 45 grados en el agujero para luego soldar un eje de 10 cm de longitud en el centro de la tapa para sujetar en el torno y proceder a realizar el cilindrado y el biselado externo a 45 grados para que pueda ingresar la soldadura y formar un solo cuerpo.

Figura 52. Fabricación de las tapas de los rodillos



Fuente: Autores

Se adquiere el eje que será soldado junto con las tapas del cilindro y también permita el centrado del mismo mediante puntos de suelda en el tubo, las tapas y el eje.

Figura 53. Rodillo



Fuente: Autores

Primero se realiza puntos de soldadura en las tapas con el cilindro con electrodo 6013, para seguido soldar con electrodo 7018 de la marca AGA.

Figura 54. Soldadura en el rodillo



Fuente: Autores

Mediante el proceso de cilindrado se procede a eliminar la ovalidad y se refrenta el cilindro y eliminar las soldaduras existentes.

Figura 55. Cilindrado de los rodillos



Como objetivo tenemos nuestro rodillo listo para realizar el respectivo recubrimiento

Figura 56. Recubrimiento de los rodillos



Fuente: Autores

Después de haber realizado el recubrimiento del rodillo se realiza el desbaste del eje del rodillo donde se va a alojar las chumaceras con el respectivo afinado del eje, se realiza el desbaste y afinado donde se va a alojar las catalinas, en el eje se realiza el desbaste donde va a estar el embrague conducido. Es transportado hacia la fresadora para realizar los chaveteros en el eje tanto donde se va a alojar las catalinas como también donde se va a alojar el embrague conducido

Figura 57. Desbaste del eje



Fuente: Autores

Se adquiere la catalina, chumaceras, cadena y en el torno se realiza la perforación de la catalina a la medida del desbaste del eje del rodillo

Figura 58. Chumacera, catalina y perforación de la catalina



Fuente: Autores

Se realiza en la fresadora el chavetero interno de la catalina para poder colocarlos en el eje del rodillo, se realiza también el montaje de las chumaceras y catalinas en el eje para comprobar si las chavetas ingresan en los chaveteros y también corroborar si el ajuste es el adecuado o si se tiene que pulir el eje para que puedan ingresar las chumaceras porque ente el eje y las chumaceras no debe haber juego.

Figura 59. Chavetero en la catalina y montaje de chumaceras catalinas y la cadena



Fuente: Autores

El acople para unir el motor con la caja reductora, se lo realiza de acero 705, se realiza el proceso de vaciado en el torno a la medida del eje del motor por un lado y por el otro lado

se deja a la medida del eje de la caja reductora, luego se realiza en la fresadora los respectivos chaveteros, como también los alojamientos de los prisioneros

Figura 60. Fabricación acople motor-caja reductora



Fuente: Autores

Seguidamente se realiza la base del motor y caja reductora, conjuntamente el marco para base del motorreductor, a esta estructura se suelda tres planchas de 4x23 cm. Los mismos que van soldados en la estructura principal

Figura 61. Base motor-caja reductora



Fuente: Autores

Para la construcción de la estructura y de las rampas se realiza con tubo cuadrado negro

Figura 62. Estructura de las rampas



Fuente autores

La estructura es cubierta por plancha de acero antideslizante de 2 mm tanto en la parte superior y los laterales.

Figura 63. Cubierta de la estructura.



Fuente: Autores

Se adquiere el eje 1020 de 3 pulgadas de diámetro para el embrague, lo cual se perfora con brocas hasta poder ingresar la cuchilla de interiores y dejar con sus respectivas medidas, se desbasta la parte externa donde va a ser alojado el muelle de compresión también se realiza un refrentado a 18 grados que va a ser la inclinación de los dientes

Figura 64. Acero 1020 para embrague



Fuente: Autores

Mediante el diseño en SolidWorks y ecuaciones de cálculo se procede a realizar las divisiones de los dientes que en este caso son 10 dientes, en la fresadora se realiza el mecanizado.

Figura 65. Diseño y construcción del embrague



Fuente: Autores

Se procede a mecanizar el eje motriz para comunicación entre motorreductor y embrague, al eje se realiza en el torno la rosca de 12 hilos por pulgada por donde se van a estar dos

tuercas en forma de contratuerca para poder calibrar el mecanismo mediante un resorte, luego se transporta el eje al a fresadora para realizar el estriado del eje donde se va deslizar el embrague conductor.

Figura 66. Eje motriz



Fuente: Autores

El resorte se construye de acuerdo a los valores de diseño, se realizó un ensayo de compresión en la máquina universal en el laboratorio de solidos de la facultad de mecánica para verificar la deformación mediante la aplicación de carga obteniendo como resultado una deformación de 2,13 cm con una carga de 10 Kgf, 3,6 cm con 20 Kgf con lo se corrobora la parte teórica con la práctica.

Figura 67. Resorte



Fuente: Autores

Se realiza el centrado de los rodillos con respecto al conjunto motriz para no tener vibraciones o daños prematuros en las chumaceras.

Figura 68. Centrado de los rodillos respecto al conjunto motriz



Fuente: Autores

Finalizado la construcción se pinta la estructura del frenómetro con las rampas

Figura 69. Pintado de la estructura y las rampas



Fuente: Autores

4.1.4 *Flujogramas de construcción.* El cerebro humano capta fácilmente un proceso mediante símbolos, antes que un texto redactando una operación. En la siguiente tabla se muestra los diagramas de flujos que permiten visualizar gráficamente secuencias de acciones o procesos para la construcción del frenómetro con sus respectivos tiempos basándose en la simbología según la norma ASME ver anexo U.

Tabla 21. Flujograma de construcción de los rodillos

Material: Tubería para petróleo, eje de acero 1020, tapa laterales de la tubería, recubrimiento hardline 11-55								
Paso	Descripción del proceso	Símbolos					Tiempo [min]	Distancia [m]
		○	⇒	□	D	▽		
1	Adquisición de tubería de petróleo en la ciudad de Ambato	×					30	
2	Medir los tubos y cortar con oxiacetilénico	×					10x2	
3	Se transporta tubos hacia la ciudad de Riobamba		×				70	80000
4	Ubicación de tubos en mesa de trabajo		×				5	

Fuente: Autores

Tabla 21(continúa). Flujograma de construcción de los rodillos

5	Verificar las medidas exactas del tubo			×			10x2	
6	Con amoladora pulir las rebabas existentes	×					10x2	
7	Transportar el tubo hacia el torno para verificación de ovalidad, refrentado y chaflán interno a 45 grados en los extremos de los tubos		×				300x2	
8	Medir las tapas laterales y cortar con oxiacetilénico	×					90x4	
9	Con amoladora pulir las rebabas existentes de las tapas	×					25x4	
10	Ubicar las tapas en el torno		×				5x4	
11	Con diferentes brocas realizar el taladrado de los agujeros centrales en las tapas	×					90x4	
12	Se coloca un eje a la medida del agujero de las tapas para poderlo sujetar en el torno	×					30x 4	
13	En el torno se realiza cilindrado y el chaflán a 45 grados de las tapas	×					60x4	
14	Se mide el eje y se procede a cortar con amoladora	×					20x2	
15	Se alinea y se centra el eje con las tapas laterales conjuntamente con el tubo	×					20x2	
16	Se une por puntos de suelda alineando a la vez el conjunto rodillo	×					30x2	
17	Soldar las secciones para formar el rodillo	×					90x4	

Fuente: Autores

Tabla 21(continúa). Flujograma de construcción de los rodillos

18	Pulir las rebabas de la soldadura	✗					30x2		
19	ubicar el rodillo al torno para realizar el respectivo mecanizado		✗				10x2		
20	Se realiza en el torno refrentado y cilindrado de cada rodillo	✗					240x2		
21	Se realiza desbaste de los ejes a medida para alojamiento de chumacera y catalinas	✗					360x2		
22	Ubicar los rodillos en la fresadora		✗				20x2		
23	Se realiza chaveteros para la catalina	✗					60x2		
24	Verificar las medidas exactas del rodillo con calibrador pie de rey y flexómetro			✗			15x2		
25	Se transporta el rodillo hacia la ciudad de Quito para el respectivo recubrimiento		✗				200	190000	
26	Se realiza el recubrimiento con hardline 11-55	✗					60x2		
27	El rodillo se guarda hasta realizar estructura					✗			
							Total	4255	270000

Fuente: Autores

Tabla 22 . Flujograma de construcción de la estructura principal y rampas

Material: Tubo cuadrado, ángulo, plancha corrugada, todo en acero estructural ASTM A36								
Paso	Descripción del proceso	Símbolos					Tiempo [min]	Distancia [m]
		○	⇒	□	◐	▽		
1	Adquisición de tubo cuadrado, ángulo y plancha	×					60	
2	Medir los tubos cuadrados y cortar con amoladora	×					1440	
4	Ubicación de tubos en mesa de trabajo		×				5	
5	Verificar las medidas exactas del tubo cuadrado			×			480	
6	Con esmeril pulir las rebabas existentes amoladora	×					180	
7	La estructura principal se ensambla cuadrando por medio de puntos de suelda	×					480	
8	Las rampas se ensamblan cuadrando por medio de puntos de suelda	×					480	
9	Ambas estructuras son soldados por completo con electrodo 6011	×					480	
10	Pulir las rebabas de la soldadura con						180	
11	Medir y cortar con amoladora plancha de 13 mm de espesor para bases de chumacera	×					30x4	
12	Ubicar planchas en fresadora		×				10x4	
13	Rectificar planchas en fresadora	×					30x4	
14	Taladrar agujeros en planchas y realizar roscado con machuelos	×					60x4	

Fuente: Autores

Tabla 22 (continúa). Flujoograma de construcción de la estructura principal y rampas

15	Soldar planchas en estructura principal para alojamiento de chumaceras	✘					10x4		
16	La estructura principal es taladrado para formar los agujeros para fijación de la plancha corrugada	✘					180		
17	Mediante lima redonda se limpia los agujeros taladrados	✘					60		
18	Se pasa machuelos para formar roscado en los agujeros de la estructura principal	✘					180		
19	Pintar la estructura principal y las ranflas	✘					60		
20	La estructura y ranflas se guarda hasta cortar a medida las planchas antideslizante					✘			
21	Medir las planchas y cortar con amoladora	✘					1440		
22	Ubicación de las planchas en mesa de trabajo		✘				10		
23	Verificar las medidas exactas de las planchas			✘			480		
24	Marcado de la plancha en distancias exactas y taladrar los agujeros para que se sujeten con la estructura principal	✘					180		
25	Pintar planchas de la estructura principal y las rampas	✘					60		
26	Plancha antideslizante es unido a las ranflas mediante puntos de suelda	✘					180		
27	Estructura y rampas se guardan hasta culminar los siguientes componentes					✘			
							Total	7175	

Fuente: Autores

Tabla 23. Flujograma de construcción del sistema de embrague

Material: eje de acero 1020, acero SAE 1070								
Paso	Descripción del proceso	Símbolos					Tiempo [min]	Distancia [m]
		○	➔	□	⊔	▽		
1	Adquisición eje de acero 1020	✗					30	
2	Medir eje y cortar con amoladora	✗					20	
3	Ubicación del eje en mesa de trabajo		✗				6	
4	Verificar las medidas exactas del eje con flexómetro y calibrador pie de rey			✗			16	
5	El eje es trasladado y ubicado en el torno		✗				10	
6	Se realizar el respectivo mecanizado (cilindrado, refrentado, roscado de 12 hilos por pulgada)	✗					480	
7	El eje es trasladado y ubicado en la fresadora		✗				60	
8	Se realiza el estriado y el chavetero en el eje	✗					360	
9	Con lima y lija se pule las rebabas del trabajo realizado por la fresadora y el torno	✗					90	

Fuente: Autores

Tabla 23 (continúa). Flujoograma de construcción del sistema de embrague

10	Medir y cortar con amoladora el eje de acero 1020 para mecanizar el embrague						30x2	
11	Ubicación del eje en mesa de trabajo		✘				5x2	
12	Verificar las medidas exactas del eje con calibrador pie de rey						5x2	
13	El eje es trasladado y ubicado en el torno		✘				10x2	
14	Se realizar el respectivo mecanizado (cilindrado, refrentado, vaciado)	✘					300x2	
15	El eje es trasladado y ubicado en la fresadora		✘				20x2	
16	Se realiza los dientes truncado mediante fresadora a 45 grados	✘					480x2	
17	Se realiza chavetero interno al embrague conducido en la fresadora	✘					30	
18	Se realiza estriado interno al embrague conductor para que se desplace en el eje	✘					180	

Fuente: Autores

Tabla 23 (continúa). Flujoograma de construcción del sistema de embrague

19	El embrague es limado y lijado para retirar material sobrante	✘					20x2		
20	Verificar las medidas exactas del embrague con calibrador pie de rey			✘			20x2		
21	El resorte que mantiene unido los dientes del embrague se envía a construir con medidas obtenidas en el diseño.								
							Total	3062	

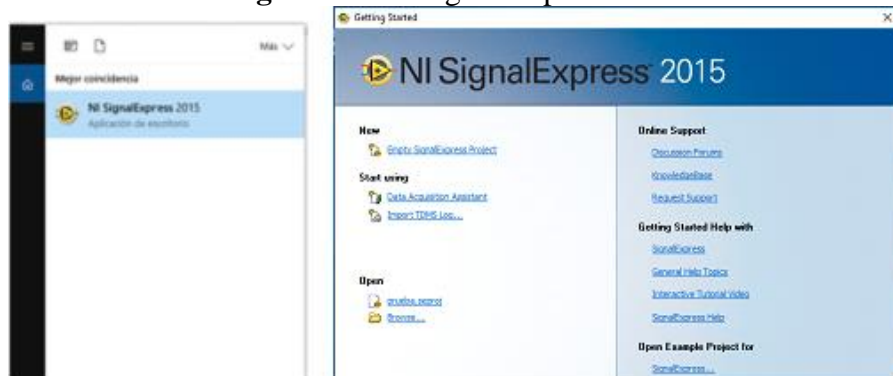
Fuente: Autores

4.2 Configuración de la DAQ 6009 para la adquisición de datos

Las características de la tarjeta se pueden verificar en la sección 2.12. Para que la DAQ USB- 6009 permita medir y analizar las señales analógicas y digitales, se debe realizar la respectiva configuración

Las celdas de carga es un transductor analógico se procede a utilizar una entrada analógica de la DAQ como el AI0 y el AI1, para la configuración debemos conectar la DAQ 6009 al computador, en el botón inicio, en el buscador ingresamos NI SIGNAL EXPRESS 2015, data Acquisition Assistant.

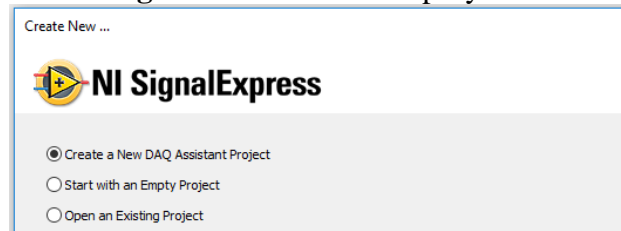
Figura 70. NI Signal Express 2015



Fuente: Autores

Luego se selecciona crear nuevo proyecto

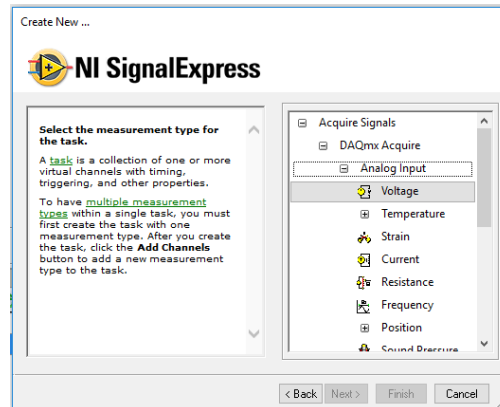
Figura 71. Crear nuevo proyecto



Fuente: Autores

En la siguiente figura nos permite seleccionar el tipo de señal analógico o digital, para nuestro caso es una analog input.

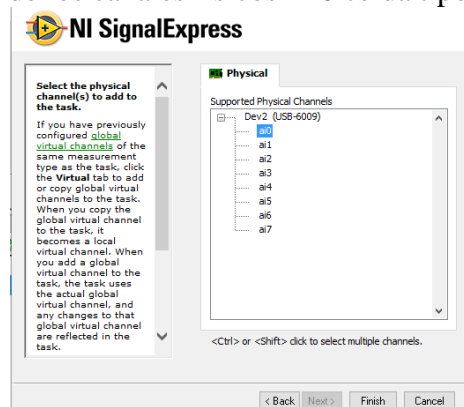
Figura 72. Ventana en la cual seleccionamos la tarea a realizarse



Fuente: Autores

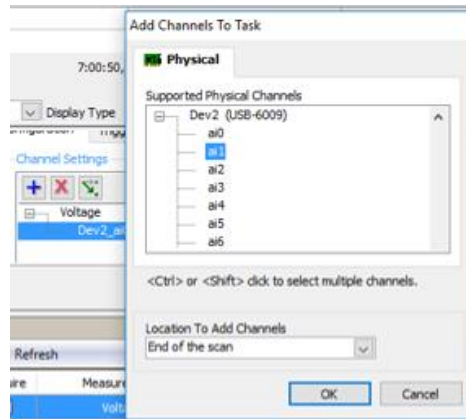
Dependiendo de la señal a adquirir seleccionamos el puerto adecuado para cada celda, para la celda tipo barra seleccionamos el puerto AI0, para la celda tipo S AI1, para el final de carrera AI2 en el icono + se da clip para seleccionar más puertos analógicos

Figura 73. Selección de los canales físicos AI0 celda tipo barra de la DAQ 6009



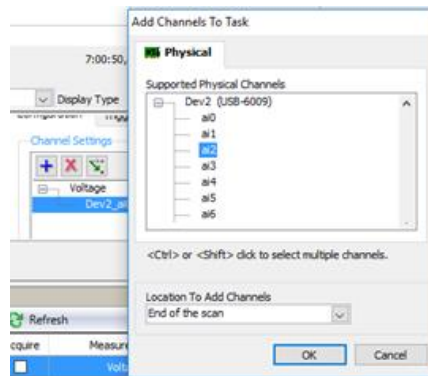
Fuente: Autores

Figura 74. Selección de los canales físicos AI1 para celda tipo S de la DAQ 6009



Fuente: Autores

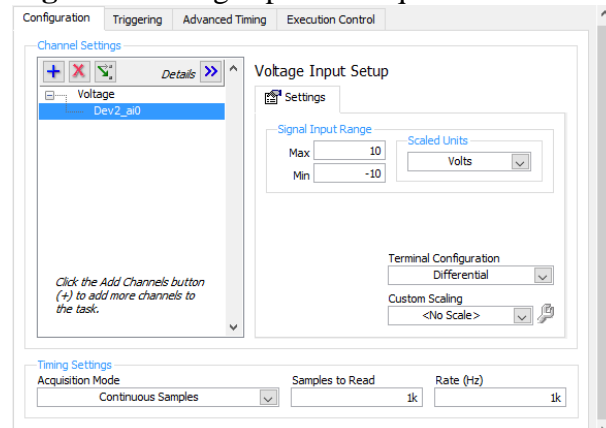
Figura 75. Selección de los canales físicos AI2 para el final de carrera



Fuente: Autores

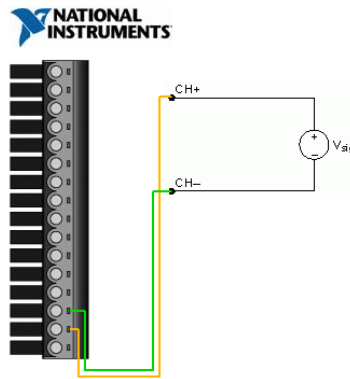
Después de configurar los puertos por donde se recibe las señales, se procede a configurar los rangos de adquisición tal como el rango de la señal de entrada en voltios, la configuración de terminal para nuestro caso diferencial, el modo de adquisición de muestras, el número de lectura de muestras y la frecuencia

Figura 76. Rangos para la adquisición de señal



Fuente: Autores

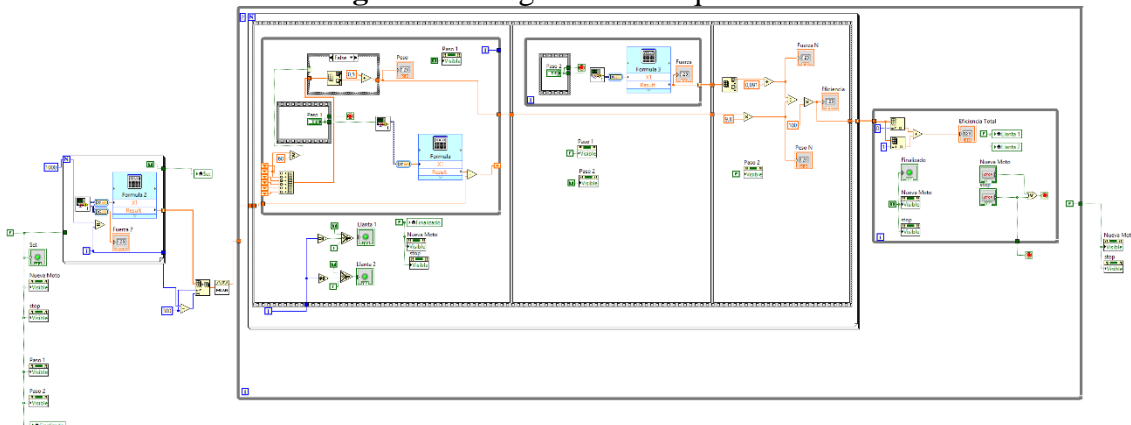
Figura 77. Conexión la celda de barra con la DAQ 6009



Fuente: Autores

Después de realizar la configuración adecuada para la adquisición de datos, se muestra en la figura los diagramas de bloques que es el código fuente del programa que se origina gráficamente al realizar líneas de conexión entre iconos

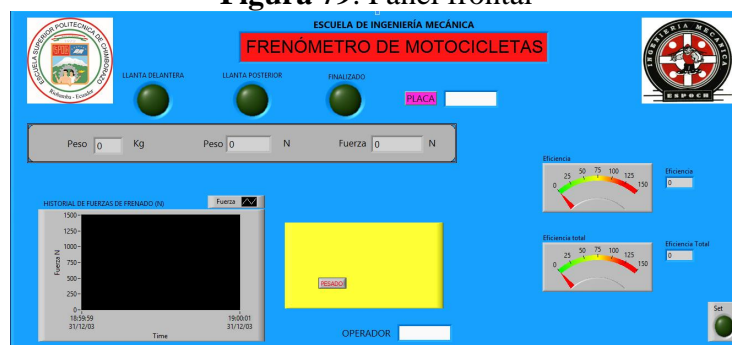
Figura 78. Diagrama de bloque del VI



Fuente: Autores

El panel frontal está formado por indicadores y gráficas donde se visualiza los valores adquiridos por la tarjeta de adquisición de datos, así como también la presentación del instrumento virtual realizado en LabVIEW.

Figura 79. Panel frontal



Fuente: Autores

4.2.1 *Calibración celda tipo s.* Es elaborada de un material de alta resistencia acero inoxidable y un grado de protección tipo ip67 (polvos, agua a un metro de profundidad), utilizado en tolvas, tanques suspendidos, básculas de grúas, dinamómetros máquinas de ensayo y de materiales, resisten cargas desde gramos hasta toneladas

Para obtener la fuerza de frenado al estar en contacto la llanta de la motocicleta sobre los rodillos, se realiza un mecanismo de embrague para transmitir el momento en fuerza axial a la celda tipo S. La celda tipo S se calibra después de haber realizado la configuración de la DAQ, creado los diagramas de bloque y generado el panel frontal, se calibra aplicando torque a un extremo del rodillo y la fuerza axial provoca una tensión a la celda generando un voltaje en milivoltios el cual se puede visualizar en el panel frontal del LabVIEW. El torque se produce al aplicar un peso calibrado desde un kilogramo hasta veinte kilogramos a una distancia marcada en la palanca, ejemplo 0.5 m de distancia y 2 kilogramo el torque seria 9,8 Nm.

Tabla 24. Valores de milivoltios obtenidos experimentalmente.

kg	M	Kg m	X(N*m)	Y(mv)
0	0	0	0	0,00062579
2	0,5	1	9,8	0,00065785
3	0,5	1,5	14,7	0,000679
4	0,5	2	19,6	0,0007
5	0,5	2,5	24,5	0,000731582
6	0,5	3	29,4	0,00074909
7	0,5	3,5	34,3	0,000802655
8,25	0,5	4,125	40,425	0,000935582
9,25	0,5	4,625	45,325	0,001069
10	0,5	5	49	0,00116
11	0,5	5,5	53,9	0,0013001
12	0,5	6	58,8	0,001493
13	0,5	6,5	63,7	0,00167

Fuente: Autores

Con los pares de puntos que se obtuvo se ingresa en Matlab y arroja un resultado de una ecuación exponencial, torque en función de voltios y esta ecuación es el comportamiento del mecanismo embrague y celda de carga tipo S.

$$Y = (33.7 * \exp(174.8 * X)) - (2562 * \exp(-3332 * X))$$

4.2.2 *Calibración celda tipo barra.* La celda tipo barra en este caso se utiliza para medir el peso de las motocicletas con su conductor, después de haber realizado la configuración de la DAQ, creado los diagramas de bloque y generado el panel frontal, se calibra aplicando pesas de 10 en 10 kilogramos hasta 100 kilogramos provocando una flexión a la celda generando un voltaje en milivoltios el cual se puede visualizar en el panel frontal del LabVIEW. Ejemplo 10 kg de peso genera 0,001816 v.

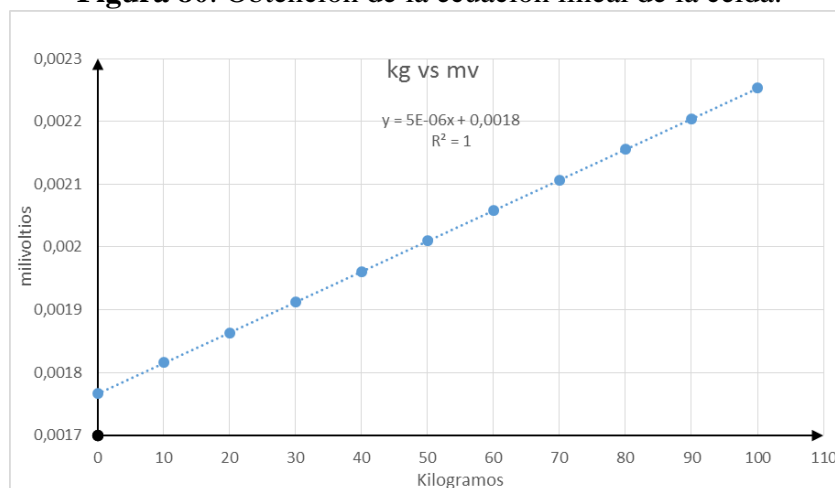
Tabla 25. Valores obtenidos experimentalmente

X(Kg)	Y(v)
0	0,001766
10	0,001816
20	0,0018635
30	0,001912
40	0,001961
50	0,0020098
60	0,0020585
70	0,0021069
80	0,002156
90	0,0022045
100	0,0022535

Fuente: Autores

Con los valores de la tabla se realiza el respectivo gráfico en el Excel obteniendo la ecuación lineal de la celda y se puede visualizar una deformación en la celda al realizar las primeras mediciones.

Figura 80. Obtención de la ecuación lineal de la celda.



Fuente: Autores

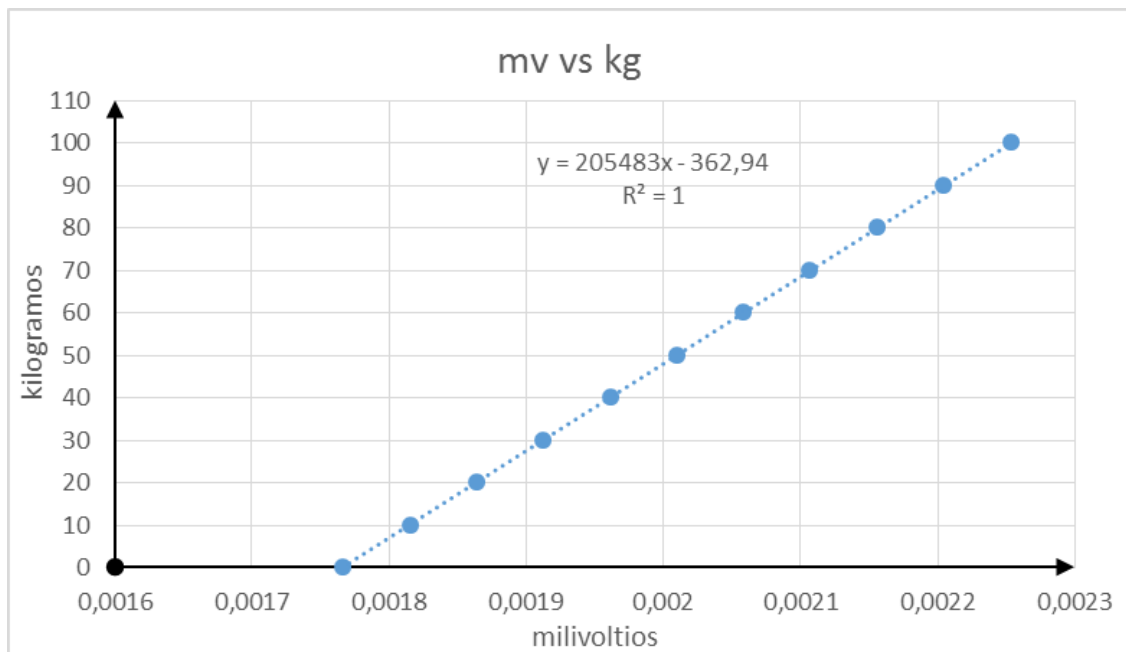
La ecuación que se ingresa en el LabVIEW debe estar el peso en función de milivoltios, por lo que se procede a obtener la respectiva ecuación al graficar en el Excel

Tabla 26. Valores invertidos de la tabla anterior

x(v)	y(Kg)
0,001766	0
0,001816	10
0,0018635	20
0,001912	30
0,001961	40
0,0020098	50
0,0020585	60
0,0021069	70
0,002156	80
0,0022045	90
0,0022535	100

Fuente: Autores

Figura 81. Obtención de la ecuación para ingresar a LabVIEW

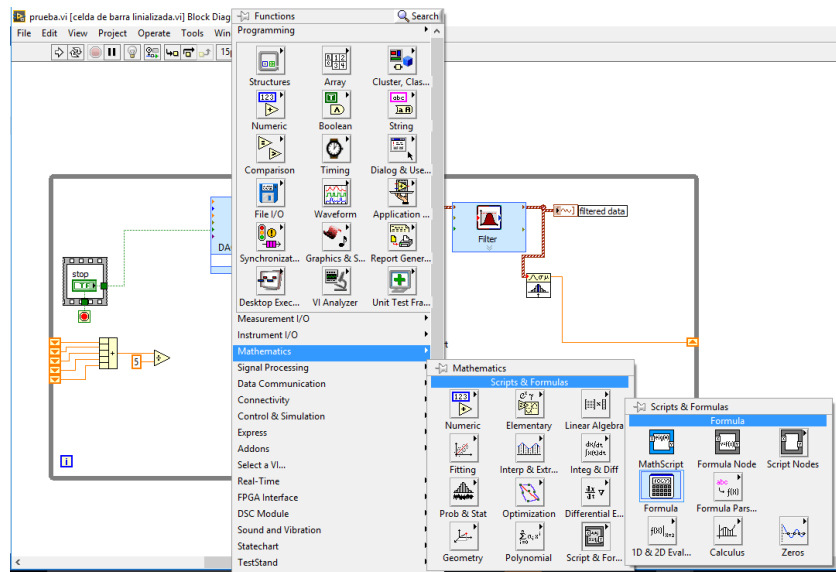


Fuente: Autores

Adquisición de datos

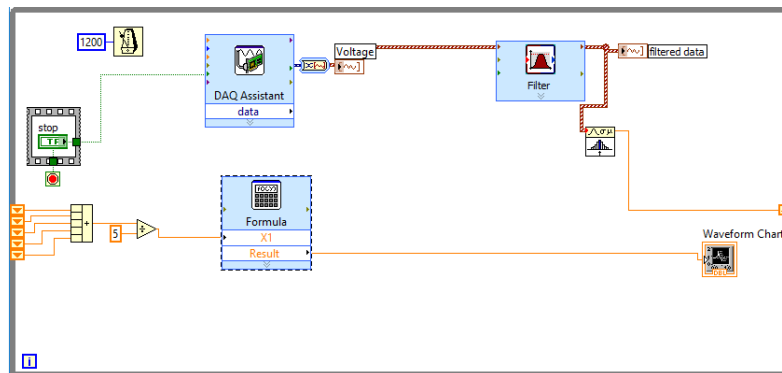
Adquirida la ecuación se procede a ingresar en LabVIEW en el programa de la celda insertamos la función (mathscript-formula). Es donde se ingresa la ecuación obtenida

Figura 82. Función gráfica para ingresar ecuación



Fuente: Autores

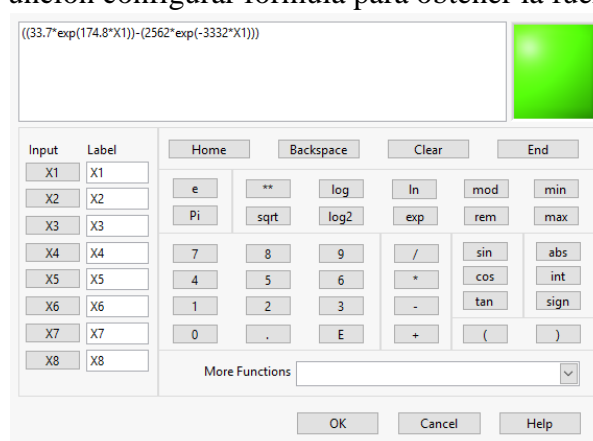
Figura 83. Diagrama de bloques para medición y adquisición de datos



Fuente: Autores

Haciendo doble clic en el gráfico fórmula se desplaza una ventana donde se puede ingresar la ecuación correspondiente.

Figura 84. Función configurar fórmula para obtener la fuerza de frenado



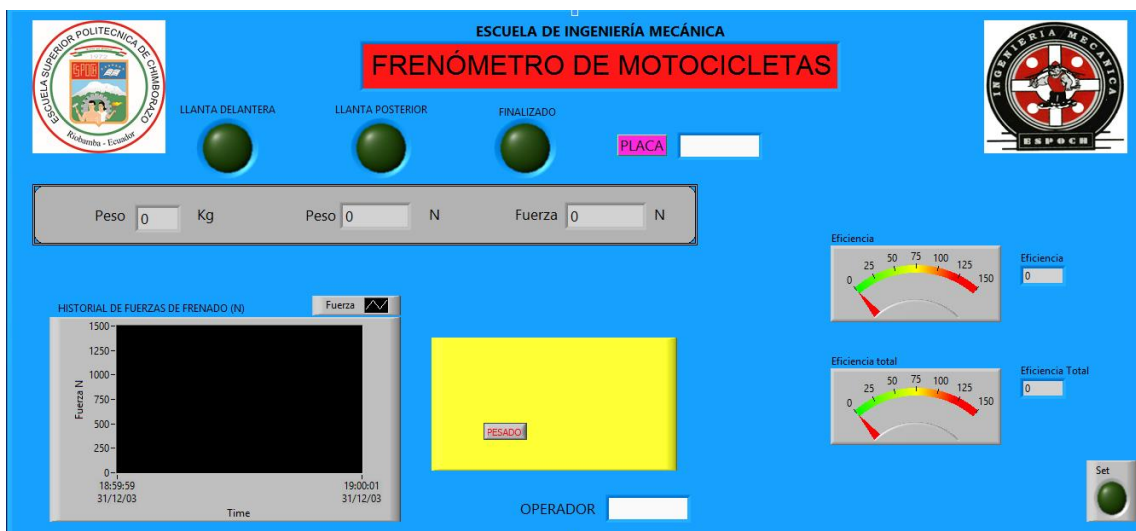
Fuente: Autores

El programa está listo para la obtención de la fuerza de frenado de la motocicleta. Se sigue los mismos pasos anteriores para la obtención del peso, en la siguiente figura se muestra el diagrama de bloque con la ecuación de la celda tipo barra.

4.3 Pruebas del frenómetro

Las siguientes pruebas que se realiza al frenómetro son para corroborar los cálculos, las ecuaciones y la calibración de las celdas, los pasos a seguir son de acuerdo al manual de operación detallado en la sección 5.1.

Figura 85. Panel frontal del frenómetro



Fuente: Autores

Para el funcionamiento del frenómetro se utilizaron varias motocicletas en las cuales se hicieron pruebas de eficiencia, inicialmente se pesa la llanta delantera de la motocicleta luego se procede a medir la fuerza de frenado y se obtiene la eficiencia de la llanta delantera dividiendo la fuerza de frenado para el peso en unidades de newton de la misma manera se realiza para llanta posterior y al finalizar se obtiene la eficiencia total de la motocicleta.

Figura 86. Pruebas de funcionamiento del frenómetro



Fuente: Autores

Tabla 27. Resultado de las pruebas realizada a diferentes motocicletas

moto	Llanta delantera			Llanta posterior			Eficiencia total %
	Fuerza N	Peso N	Eficiencia%	Fuerza N	Peso N	Eficiencia%	
Sukida 150 cc	699,4	576,05	121,41	522,6	1121	46,6	72
Ranger 250 cc	904,98	577,2	156	771,95	1137,1	67,8	97.8
Honda	881.98	806.2	109.4	652.92	1119.3	58.33	79.7

Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5 MANUAL DE OPERACIÓN Y MANUAL DE MANTENIMIENTO

5.1 Manual de operación

Es de importancia tener presente la secuencia a seguir para que funcione correctamente el frenómetro de rodillos, al seguir el procedimiento de operación se permite que el mantenimiento sea conforme al manual de mantenimiento y no que se realice un mantenimiento no programado debido a una mala operación por falta de conocimiento de operación de la máquina.

Tabla 28. Manual de operación

Paso	Actividad
1	El frenómetro de rodillos debe estar ubicado bajo techo en área amplia y de superficie horizontal con el fin de proteger de la lluvia el polvo y que el operador tenga suficiente espacio para operar la máquina.
2	Verificar que todas las conexiones estén en perfecto estado
3	Enchufar a una fuente de alimentación de 220 trifásico debido a las características del motor y una fuente de 110 para el transformador (110 V a 12
4	Seleccionar en la caja de control el modo manual o automático de acuerdo al criterio del operador y a la forma de realizar el ensayo
5	Encender computadora y ejecutar el programa el cual nos permite obtener eficiencia de frenado realizado en el software LabVIEW
6	La motocicleta y la persona debe cumplir la norma NTE INEN 2558

Fuente: Autores

Tabla 28 (continúa). Manual de operación

7	Ingresar placa de la motocicleta y datos del operador
8	Primero se realiza el pesado de la llanta delantera, el conductor debe dirigir la motocicleta hacia la balanza que está conformado por una celda de carga tipo barra y después de 20 segundos este tiempo es para estabilizar la celda de barra, pinchamos la opción de pesado y este valor es guardado automáticamente
9	Dirigir la llanta delantera hacia el rodillo palpador el cual activa al motor trifásico después de 35 segundos, el motor hace girar a los dos rodillos y los rodillos hacen girar la llanta de la motocicleta después se presiona el freno delantero progresivamente hasta frenar por completo obteniendo un deslizamiento de la llanta sobre los rodillos, el contragiro que origina el frenado provoca un torque el cual es receptado por el embrague, este transmite el desplazamiento a la celda de carga tipo S originándose una tracción el mismo que emite una señal a la DAQ y este transmite el valor receptado hacia el software LabVIEW después de haber frenado totalmente la motocicleta pinchar el botón de frenado
10	<p>La eficiencia de frenado de cada rueda se determina mediante el valor del peso dividido para el valor de la fuerza de frenado originado en cada llanta y multiplicado por cien por ciento, este valor muestra automáticamente después de haber realizado el frenado de llanta delantera</p> $Er = \frac{Fr}{Pr} * 100$
11	Realizar el paso 8,9 para determinar la eficiencia de frenado de la llanta trasera, a diferencia del paso anterior el frenado se realiza con la palanca de pie
12	<p>Una vez habiéndose probado ambos ejes de la motocicleta y consecuentemente, habiéndose obtenido los valores de las fuerzas de frenado de las ruedas, la eficiencia total de frenado es obtenida conforme a la siguiente formula:</p> $Et = \frac{Ft}{Pt} * 100$

Fuente: Autores

Tabla 28 (continúa). Manual de operación

13	Después de haber realizado la prueba a la motocicleta tenemos dos opciones de elegir si se va a seguir realizando pruebas se elige la opción nueva moto o si ya no se desea seguir realizando pruebas se elige finalizado cualquiera que se elija automáticamente el programa realiza un reporte en Word e imprime el reporte.
14	Culminado el ensayo desconectar los equipos electrónicos tomando las debidas precauciones

Fuente: Autores

5.1.1 Riesgos y medidas preventivas de la máquina. Durante el funcionamiento de la máquina existe varios riesgos que pueden llegar a afectar al operador o aquellos que se encuentran cerca de la máquina por lo cual es necesario conocer los riesgos de la máquina y saber prevenirlos.

5.1.1.1 Riesgo eléctrico. La electricidad es necesaria en los funcionamientos de máquinas y está en la mayoría de las actividades diarias, pero presenta riesgo, el paso directo o indirecto de corriente eléctrica ya sea de baja o alta tensión hacia el cuerpo humano puede producir quemaduras, paro cardiaco o asfixia es perjudicial para el ser humano.

Figura 87. Riesgo eléctrico



Fuente: www.letsprevent.com

Riesgos:

- En la conexión a las fuentes de alimentación de 220V Y 110V

- Cables en deterioro
- Cortocircuito

Medidas de prevención:

- No se debe manipular los elementos eléctricos o electrónicos con las manos mojadas, con grasa o aceite
- Al realizar el mantenimiento a la máquina se debe desenergizar totalmente
- No retirar los aislamientos eléctricos o electrónicos mantener siempre aislados
- El lugar donde se encuentra la máquina operando debe estar libre de humedad polvo, o residuos mecánicos.
- El mantenimiento debe ser realizado por un técnico.

5.1.1.2 *Riesgo mecánico.* Este tipo de riesgo ocurre en la operación de máquina ya sean motorizadas o no, pueden ser por elementos en movimientos o elementos estáticos que puedan producir al operario cortaduras, atascamiento o aplastamiento.

Figura 88. Riesgo mecánico



Fuente: www.letsprevent.com

Riesgos:

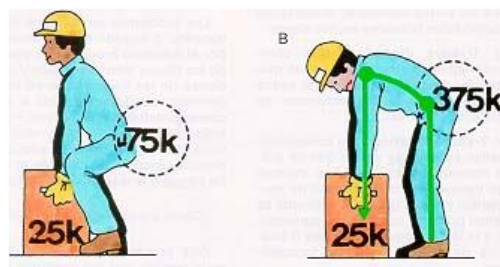
- Envolvimiento de objetos en los rodillos que se encuentran en movimiento
- Que maduras por el escape de la motocicleta
- Caer sobre los rodillos de la máquina cuando esté en funcionamiento por no tener una estatura adecuada el operario

Medidas de prevención:

- Mantener los cordones de los zapatos amarrados antes de encender la máquina
- No utilizar prendas de vestir sueltas como bufandas o cadenas por lo que son propensas a envolverse en los rodillos durante el funcionamiento de la máquina
- El cabello de las personas que operen la máquina debe ser corto o en caso de las mujeres debe estar recogido para evitar envolvimiento en los rodillos de la máquina durante el funcionamiento
- Usar pantalones jean a la medida del operario que no sobresalga para evitar envolvimiento de los rodillos de la máquina y tampoco el jean debe ser corto para evitar quemaduras por parte del escape de la motocicleta.
- No usar anillos o relojes para una mejor manipulación de la motocicleta durante el funcionamiento de la máquina.
- Utilizar zapatos adecuados por lo general deben ser botas industriales para evitar quemaduras del escape de la motocicleta.
- La persona que va a manipular la motocicleta debe tener una estatura con la que pueda subir en la motocicleta y sus pies deben estar sobre el suelo.

5.1.1.3 *Riesgo ergonómico.* La ergonomía estudia la relación entre el lugar de trabajo con los trabajadores es por eso que se toma en cuenta el espacio físico de trabajo, ruidos, postura de trabajo, carga de trabajo y todo aquello que implica el confort del operario en su lugar que se desenvuelve.

Figura 89. Forma correcta para levantar peso



Fuente: www.insht.es

Riesgos:

- Posición de las personas al momento de trasladar la máquina a otro lugar

- Posición del operador sobre la motocicleta al momento de realizar las pruebas
- Asfixia por el co2 originado por la combustión de las motocicletas

Medidas:

- Mantener el cuerpo frente a la máquina al momento de moverla mínimo entre 6 personas y se debe mantener la carga cerca del cuerpo, o se lo puede realizar con un montacargas si se dispone de espacio.
- Utilizar zapatos adecuados los operarios tienen que pasar de pie durante el funcionamiento de la máquina.
- El lugar debe ser ventilado
- Usar mascarillas, a pesar que la prueba de frenado se realiza con la motocicleta apagada, pero al momento de movilizar las motocicletas de un lugar a otro antes o después de la prueba son los momentos que produce co2.

5.2 Manual de mantenimiento

El objetivo principal del mantenimiento es prolongar la vida del equipo permitiendo que trabaje eficientemente y no presente fallas en poco tiempo de haber trabajado.

El mantenimiento a ejecutarse es el preventivo, para los sistemas estructural, motriz, de pesado, electrónico y eléctrico. Esto ayuda a que minimice los costos en la operación y el mantenimiento correctivo no se dé antes de lo planificado.

Tabla 29. Mantenimiento del equipo

SISTEMAS	ACTIVIDAD	FRECUENCIA
ESTRUCTURAL	Revisar presencia de corrosión	Semanal
	Pintar estructura	Anual
	Revisar uniones de soldadura	Semanal
	Revisar pernos de sujeción	Diario
	Realizar ajuste de pernos	Trimestral
	Mantener el orden y limpieza	Diario

Fuente: Autor

Tabla 29 (continúa). Mantenimiento del equipo

MOTRIZ	Revisar funcionamiento del motorreductor	Mensual
	Revisar tensión del resorte helicoidal de compresión	Semanal
	Cambiar resorte helicoidal de compresión	Anuual
	Revisar ajuste de contratuerca que presionan al resorte	Semanal
	Revisar empotramiento de la celda de carga	Semanal
	Revisar desgaste en el conjunto embrague	Semanal
	Cambiar el conjunto embrague en caso de rotura de los dientes	Correctivo
	Engrasar chumaceras de rodillos	Mensual
	Cambiar chumaceras de rodillos	Anuual
	Revisar desgaste de recubrimiento de los rodillos	Diario
	Revisar tensión de la cadena	Mensual
	Revisar rodillo palpador que no esté flexionado y los rodamientos remordidos al momento de girar	Semanal
	PESADO	Verificar ajuste de pernos de la balanza
Revisar bases de la celda de carga		Mensual
ELECTRÓNICO	Verificar computadora este con buen rendimiento y sin virus	Semanal
	Verificar que no esté deformado las celdas	Trimestral
	Final de carrera este en posición adecuada	Mensual
	Calibrar las celdas	Anuual
ELÉCTRICO	Verificar empalmes en buen estado	Trimestral
	Verificar que los cables no estén deteriorados	Trimestral
	Verificar fuente de voltajes sea la correcta	Mensuales

Fuente: Autor

CAPÍTULO VI

6 COSTOS DIRECTOS E INDIRECTOS

6.1 Costos directos

Los costos directos son los que incluyen directamente en la fabricación del frenómetro como gastos de materiales, mano de obra, transporte, herramientas y equipos utilizados.

Costos de materiales. Son aquellos que se emplean en la elaboración del frenómetro, los mismos que se describen en la siguiente tabla.

Tabla 30. Costos de materiales

Número	Descripción	Unidad	Valor Unitario [USD]	Cantidad	Valor total [USD]
1	Tubo Cuadrado Negro 40 x 2 mm	6m	13	3	39
2	Tubo Cuadrado Negro 30 x 2 mm	6m	11	3	33
3	Plancha Antideslizante 2 mm espesor	unidad	43	1	43
4	Plancha Antideslizante 4 mm espesor(55x25cm)	Unidad	4	1	4
5	Chapa metálica	unidad	33	1	33
6	Plancha espesor de 8mm (3U de 25cm x 4 cm)(motor y caja)	unidad	2	3	6
7	Plancha espesor de 13mm (4U de 23cm x 5 cm) (chumaceras)	unidad	4	4	16
8	Plancha espesor de 10 mm (2U de 15cm x 15 cm) (bases)	unidad	3	2	6
9	Motor weg trifásico 2hp	unidad	118	1	118
10	Caja reductor bonfiglioli 2 hp i=15	unidad	242	1	242

Fuente: Autores

Tabla 30 (continúa). Costos de materiales

11	Eje AISI 1020 de 1.5 plg (1.1m) (rodillos)	Kg	2.3	10	23
12	Eje AISI 1020 de 2 1/4 plg (0.4 m) (eje estriado)	Kg	2.5	7.3	18.25
13	Eje AISI 1020 de 3 plg (0.11m) (acoplamiento)	Kg	2.7	3.7	10
14	Eje AISI 705 2 plg (0.1m). (acople)	Kg	3.9	1.8	7.02
15	Eje AISI 1018 9 mm (0.24m).(bisagra palanca)	Kg	2	0.5	1
16	Barra perforada AISI 1018 de Ø ext. 108 mm, Ø int. 76 mm (4cm) (caja rodamiento)	Kg	6.4	1.4	8.96
17	Tubería de petróleo Ø nominal 6 plg. (2U de 0.31m)	Kg	2	17.5	35
18	Recubrimiento hardline 11-55	unidad	80	2	160
19	Ángulo ASTM A36 de L40x40x4 mm (3.5 m)	unidad	8	1	8
20	Chumaceras de piso UCFØ 35 mm	unidad	16.45	2	32.9
21	Rodamiento NTN Øint 10 mm Øext 22mm.	unidad	2.98	3	5.96
22	Rodamiento NTN Øint 55mm Øext 90 mm	unidad	27.5	1	27.5
23	Cadena #50	unidad	32.25	1	32.25
24	Catalina # 18 dientes	unidad	15	1	15
25	Piñón loco #10 dientes	unidad	10	1	10
26	Pernos 1/2 plg x 1 3/4 plg. con arandela plana (chumaceras)	unidad	1	8	8

Fuente: Autores

Tabla 30 (continúa). Costos de materiales

27	Pernos 3/8 plg x 1 1/2 plg. con tuerca y arandela plana (motor y caja)	unidad	0.4	8	3.2
28	Pernos 1/4 plg x 1/2 plg.(plancha 1 celda)	unidad	0.15	29	4.35
29	Perno 1/4 plg x 2 plg. con arandela plana	unidad	0.2	1	0.2
30	Perno 5/8 plg x 3 plg.(templador)	unidad	2	1	2
31	Pernos 5/16 plg x 2 1/2 plg.(2soporte celda, 1 fina carrera)	unidad	0.25	3	0.75
32	Pernos 5/16 plg x 1 1/2 plg.(resorte rodillo palpador)	unidad	0.2	2	0.4
33	Tornillos 1/8 plg x 1 plg.	unidad	0.05	2	0.1
34	Tornillos 7/64 plg x 5/16 plg	unidad	0.05	2	0.1
35	Resorte helicoidal compresión	unidad	8.2	1	8.2
36	Resorte extensión	unidad	1	2	2
37	Suelda 6013	Kg	2.75	4	11
38	Suelda 6011	Kg	2.5	18	45
39	Disco de corte	unidad	2.5	20	50
40	Hojas de sierras de arco 12plg	unidad	1.5	10	15
41	Lija de agua # 120 y # 180	unidad	0.25	28	7
42	Lima triangular	unidad	2.35	1	2.35
43	Pintura anticorrosiva color negro	Litro	2	3	6
44	Guantes	par	1.5	10	15
45	Mascarillas	unidad	0.30	10	3

Fuente: Autores

Tabla 30 (continúa). Costos de materiales

46	Tiñer	Litro	0.65	3	1.95
47	Enchufe 2 patas 110v	unidad	1.85	1	1.85
48	Enchufe 3 patas 220 v	unidad	5.80	1	5.8
45	Pulsador	unidad	2.82	2	5.64
46	Cable gemelo #12	M	0.4	5	2
47	Cable trifásico	M	1.5	5	7.5
48	Contactador 2HP 220 V	unidad	23	1	23
49	Final de carrera	unidad	3	1	3
50	Fuente de voltaje 120V AC a 12V DC 5 A.	unidad	17.3	1	17.3
51	Celda de carga tipo barra 1000 Kg	unidad	255	1	255
52	Celda de carga tipo s 200 lb	unidad	236	1	236
53	tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009	unidad	535	1	535
54					2212.53
I.V.A (14 %)					309.76
Total					2522.29

Fuente: Autores

Costo de mano de obra. En este costo influyen los esfuerzos humanos para la fabricación del frenómetro, para determinar los costos de mano de obra se toma en cuenta la remuneración mínima del sector metalmecánica, como lo ha determinado el ministerio de trabajo en el año 2016 ver anexo U.

Tabla 31. Costos de mano de obra

Cargo	Estructura ocupacional	Salario x hora(USD)	Horas-Hombre	Subtotal(USD)
Soldador	C1	3.6	34	122.4
Tornero	C1	3.6	60	226
Fresador	C1	3.6	30	108
Operador Oxicorte	C1	3.5	4	14
Maestro mecánico	C1	3.6	96	345.6
Ayudante General	D2	3.2	88	281.6
Electrónico	C1	3.6	56	201.6
Sub Total				1299.2
I.V.A (14 %)				181.89
Total				1481.09

Fuente: Autores

Equipos y herramientas. Se detallan los costos por hora de equipos y herramientas que se utilizan para la construcción del frenómetro

Tabla 32. Equipos y herramientas

Cargo	Costo x hora (USD)	Horas-Máquina	Subtotal(USD)
Soldadora	2.2	34	74.8
Torno	2.7	60	162
Fresadora	3	30	90
Oxicorte	1.8	4	7.2
Taladro de pedestal	1	8	8
Taladro manual	0.9	5	4.05
Amoladora	0.9	55	49.5

Fuente: Autores

Tabla 32 (continúa). Equipos y herramientas

Esmeril	0.9	10	9
Compresor	1.5	4	6
Prensa de banco	0.5	64	32
Machuelos	0.15	3	0.45
Flexómetro	0.1	25	2.5
Calibrador pie de rey	0.2	25	5
Cuchillas para tornos	0.3	60	18
Fresas	0.4	30	12
Brocas varias medidas	0.25	8.5	2.13
Herramientas menores	0.5	25	12.5
Sub total			501.4
I.V.A (14 %)			70.20
Total			571.6

Fuente: Autores

Costos por transporte**Tabla 33.** Costos de materiales

Descripción	Lugares	Subtotal (USD)
Tubería para rodillos	Ambato-Riobamba	20
Materiales metalúrgicos	Riobamba	25
Materiales eléctricos	Riobamba	3
Materiales electrónicos	Quito-Riobamba	10
Recubrimiento de rodillos	Cumbayá-Riobamba	30
Varios	Riobamba	50
Total		138

Fuente: Autores

Costo directo total se obtiene al sumar los costos de materiales, mano de obra, equipos y herramientas y transporte

Tabla 34. Costo directo total

Descripción	Costos (USD)
Costos de materiales	2522.29
Costo de mano de obra	1481.09
Equipos y herramientas	571.6
Costos por transporte	138
Costo directo total	4712.98

Fuente: Autores

6.2 Costos indirectos

Tabla 35. Costos indirectos

Descripción	VALOR (% costo directo)	Costos (USD)
Ingenieriles	5 %	235.65
Imprevistos	1.3 %	61.27
Costo indirecto total		296.92

Fuente: Autores

6.3 Costo total del frenómetro

Tabla 36. Costo total del frenómetro

Descripción	Costos (USD)
Costo directo	4712.98
Costo indirecto	296.92
Costo total del frenómetro	5009.9

Fuente: Autores

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

- Se diseñó, construyó la máquina para medir la eficiencia de frenado cumpliendo con los parámetros que menciona la NTE 2558.
- Se utilizó el software LabVIEW porque está desarrollado en un entorno de aplicaciones basado en un lenguaje de programación gráfica obteniendo una programación sencilla comparado con alguna programación de lenguaje basado en texto
- La utilización del software LabVIEW se logró automatizar la máquina para poder visualizar los resultados de las pruebas que se realiza a las motocicletas
- Se realizaron pruebas de frenado de motocicletas desde rin de 13 hasta rin 19 y de varias cilindraje con lo cual se puede concluir que el frenómetro es apto para las motocicletas que circulan en nuestro medio
- El recubrimiento de los rodillos hardline durante las pruebas de frenado realizadas no presentaron desgaste siguen manteniendo su rugosidad lo único que se pudo observar es la incrustación de tierra en las rugosidades de los rodillos

7.2 Recomendaciones

- Para una correcta operación y un buen mantenimiento del equipo se recomienda seguir los respectivos manuales que se menciona en el capítulo V
- Se recomienda realizar la calibración de los sensores por lo menos una vez al año para poder obtener resultados no erróneos

- Se recomienda realizar el cambio del resorte helicoidal de compresión una vez al año y cada vez que se reemplaza realizar la calibración de la celda tipo s.
- Se recomienda para obtener valores más aceptados se debe realizar una obra civil para que el frenómetro se encuentre al nivel del piso
- Se recomienda que para incrementar la precisión del frenómetro se deberá reemplazar el mecanismo de embrague y la celda tipo s por un por un sensor para medir torque dinámico mínimo de 150Nm, que debido al factor económico no se adquirió el sensor
- Se recomienda que al terminar cada jornada laboral se limpie los rodillos con un cepillo de lavar ropa para eliminar suciedades incrustadas en los rodillos.

BIBLIOGRAFÍA.

BUDYNAS, Richard & NISBETH, Keith. *Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley.* México: Mc Grawhill, 2008. pp 346-347, 49-530

CODE, Keith. *The basics of high performance motorcycle riding.* California: Glendale, 1993.

ENRÍQUEZ, Christian & HIDROVO, Manuel. *Diseño y construcción de un banco de pruebas para la comprobación del sistema de frenos de un vehículo automotor.* (Tesis)(ingeniería): ESPE(Escuela Superior Politécnica del Ejército-Latacunga), Ingeniería Automotriz: 2015.

GONZÁLES, José. *MANUAL DE PILOTAJE.* [En línea] Murcia:, 2009.
[Consulta:2016-10-08]. Disponible en: <https://poluxcriville.wordpress.com/2010/10/06/manual-de-pilotaje-de-motocicleta-del-dr-infierno-4%c2%aa-edicion/>.

INEN. *RTE 136 Motocicletas.Sistema de frenos* Quito: 2014.

INEN. *NTE 2558 Seguridad en motocicletas. Frenos. Procedimientos de inspección.* Quito: 2010.

LARBURU, Nicolás. *Prontuario de máquinas.* Madrid: Paraninfo, 2001.pp 175-179

LI, Jun, et al. *The Theoretical Analisis of Test Result"s Errors for the Roller Type Automobile Brake Tester.* Nanchang: 2010. pp 2-5

MORAN, Iván. *Diseño de elementos de máquinas.* Riobamba: 2011.pp 35-40

National Instruments. *Data Acquisition.* [En línea] [Consulta: 2015-10-10]

REXNORD. *Catálogo de cadenas y piñones.* 2010.pp 250-300

RODRIGUEZ, Ana. *Análisis y automización del cálculo de la insertidumbre de un frenómetro.* (Tesis)(doctorado) : Universidad Carlos III de Madrid, 2013. Madrid.

Vittore, Consalter. *MOTOCLUB VELILLA.* [En línea] Italia: 2012. [Citado el: 8 de octubre de 2016.] Disponible: <http://motoclubvelilla.com/Mecanica/neumaticos2.htm>.

