

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYO DE
ENGRANES RECTOS SOMETIDOS A FATIGA.**

**AUTORES:
LENIN ALEXANDER ULLOA VILLAMARÍN
OSCAR ANDRÉS VASCO MORALES**

**TUTOR:
LUIS CHRISTIAN JUIÑA QUILACHAMÍN**

Quito, septiembre del 2020

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Lenin Alexander Ulloa Villamarín y Oscar Andrés Vasco Morales, con documentos de identificación N° 1723211304 y N° 1723166920, respectivamente, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYO DE ENGRANES RECTOS SOMETIDOS A FATIGA.”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, septiembre del 2020



Lenin Alexander Ulloa Villamarín
C.I.: 172321130-4

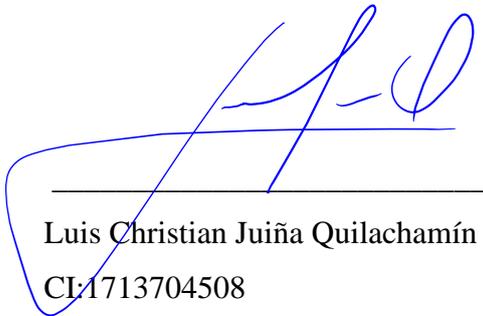


Oscar Andrés Vasco Morales
C.I.: 1723166920

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto Técnico “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYO DE ENGRANES RECTOS SOMETIDOS A FATIGA” realizado por Lenin Alexander Ulloa Villamarín y Oscar Andrés Vasco Morales obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, septiembre del 2020.



Luis Christian Juiña Quilachamín
CI:1713704508

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a Dios por todas las bendiciones brindadas a lo largo de la vida, a mis padres, Inés y Orlando, que han sabido brindarme su apoyo, consejos, ánimos, sacrificio y formarme como una persona de bien; especialmente a mi madre por ser el pilar fundamental en mi vida y me enseñó a superar cualquier adversidad. Este logro es tanto mío como de ella.

A mi hermano, Jonathan, por brindarme su apoyo y ayuda en todo momento. A Lizeth por ser parte de esta experiencia y siempre estar a mi lado e impulsarme a siempre seguir siendo mejor. A mis familiares y amigos que también contribuyen en este éxito y son una parte importante en mi vida.

Lenin Ulloa

Muchos de mis logros se los debo a mis padres Moraima Morales mi madre y Eduardo Vasco mi padre, el cual de igual manera incluye este Título de Ingeniero Mecánico debido a su amor incondicional y al siempre brindarme esa mano para que nunca me faltara nada, también al forjarme como una persona humilde y con valores, me faltan palabras para describir todas las cosas que he recibido de su parte, pero con mucho amor este Título se los dedico.

También quisiera dedicar este triunfo a mi familia conformada por Victoria, Gaia y Anthuan porque ustedes son la motivación más hermosa que tengo para ser mejor cada día y hacerles saber a mis hijos que siempre podrán contar conmigo como yo cuento con mis padres.

Oscar Vasco

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por brindarme las facultades y medios para culminar esta meta, agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana por permitirme desarrollar en sus aulas, laboratorios e instalaciones adquiriendo los conocimientos necesarios para desempeñarme en la vida profesional.

Agradecer también a todos los catedráticos que han dejado sus enseñanzas a lo largo de mi carrera universitaria, especialmente al Ing. Luis Juiña quien nos guió con su experiencia y profesionalismo de la mejor manera en el desarrollo del proyecto.

A mis padres mi más profundo agradecimiento, por siempre estar conmigo y guiarme pues por ellos soy la persona que soy, hoy en día, siempre con su cariño, amor, valores y esfuerzo, siempre cuento con ellos en cualquier circunstancia de la vida.

Lenin Ulloa

Una carrera universitaria es un tramo de la vida donde se recolecta muchas anécdotas con los cuales se aprenden a actuar para cualquier instancia de la vida, pero esto no se puede solo, siempre va a haber las personas que te den esa mano, ese amor, esa comprensión para que la visión que tienes vaya más allá de los límites.

Inicialmente agradezco a mis padres por ese amor incondicional, porque nunca dudaron de mi capacidad y siempre me motivaron a conseguir mis anhelos. También agradezco a mi esposa por su amor y compañía en este transcurso universitario a alentarme a terminar lo que comencé y no darme por vencido.

A la Universidad Politécnica Salesiana agradezco por darme la bienvenida a un mundo de formación de Profesional, donde aprendí diferentes métodos para aplicarlos a la vida laboral y donde también conocí a buenos amigos donde espero encontrarlos como colegas.

También mi agradecimiento es dirigido a nuestro Tutor, el Ingeniero Luis Juiña por darnos la oportunidad de demostrar que nosotros somos capaces de crear y dar soluciones a cualquier situación que se nos presente en la vida profesional.

Oscar Vasco

INDICE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
INDICE	v
RESUMEN.....	xv
ABSTRACT.....	xvi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
TEORÍA DE FALLAS EN ENGRANAJES	3
1.1 Falla	3
1.2 Tipos de fallos en los engranajes.....	3
1.2.1 Fallas Superficiales	3
1.2.2 Fallas Volumétricas.....	9
1.3 Metodología AGMA	11
1.3.1 Campo de aplicación de la norma	12
1.3.2 Tensión de contacto, σ_H	12
1.3.3 Tensión de flexión, σ_F	19
CAPÍTULO II	22
ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	22
2.1 Alternativas de máquina.....	22
2.1.1 Máquina para ensayo de engranajes Ryder.....	22
2.1.2 Máquina para el ensayo de engranajes NASA.....	23
2.1.3 Máquina de prueba de lubricación de engranajes IAE.....	25
2.1.4 Máquina para el ensayo de engranajes FZG	26
2.2 Evaluación de Máquinas	28
2.2.1 Matriz de Funcionamiento	28
2.2.2 Matriz de Costo	29
2.2.3 Matriz de construcción.....	29
2.2.4 Matriz de decisión	30
2.3 Decisión.....	30
CAPÍTULO III.....	31
DISEÑO DE PARTES Y SELECCIÓN DE MATERIALES	31
3.1 Elementos por diseñar:	31

3.2	Funcionamiento de la máquina para ensayo de engranajes rectos sometido a fatiga.	32
3.3	Selección de motor.	32
3.4	Diseño estático.	33
3.4.1	Eje 1	34
3.4.2	Eje 2	38
3.4.3	Selección del Factor de seguridad para los ejes	41
3.4.4	Teoría de energía de distorsión - Von Mises	42
3.5	Selección del material para los ejes	45
3.5.1	Propiedades mecánicas del material según Shigley:	45
3.6	Diseño dinámico	46
3.6.1	Diseño dinámico eje 1	46
3.6.2	Diseño dinámico eje 2	54
3.7	Selección de rodamientos	56
3.7.1	Selección de chumacera	57
3.8	Diseño de engranajes	58
3.8.1	Cálculo de engranajes	58
3.8.2	Tensión de contacto del piñón.	60
3.8.3	Esfuerzo de contacto permisible de piñón	63
3.8.4	Tensión de contacto y esfuerzo de contacto en engrane y factor de seguridad	66
3.8.5	Tensión de flexión del piñón	68
3.8.6	Resistencia a la Fatiga por Flexión en el piñón	69
3.8.7	Tensión de flexión y resistencia a la fatiga del engrane y factor de seguridad	72
3.8.8	Tratamiento Térmico en engranajes	73
3.8.9	Esfuerzos en engranes con tratamiento térmico	74
3.9	Palanca de frenado	74
3.10	Diseño estructural	77
3.10.1	Viga	78
3.10.2	Columna	82
3.11	Soldadura	84
3.12	Sistema eléctrico y de control	88
3.12.1	Control de motor	88
3.12.2	Dimensionamiento de conductores, driver para motor	90

CAPÍTULO IV	92
PRUEBAS Y RESULTADOS	92
4.1 Microscopio óptico	92
4.2 Engranajes	93
4.3 Descripción para la toma de resultados	94
4.4 Pruebas	94
4.4.1 Engranajes con cero horas de trabajo.....	95
4.4.2 Engranajes con 24 horas de trabajo.....	99
4.4.3 Engranajes con 48 horas de trabajo.....	109
4.4.4 Engranajes con 96 horas de trabajo.....	119
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	134
REFERENCIAS	136
ANEXOS	
PLANOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Generación de desgaste por abrasión por medio de las partículas	4
Figura 2. Desgaste por adhesión	5
Figura 3. Desgaste erosivo por cavitación	5
Figura 4. Fatiga por contacto	6
Figura 5. Ejemplo de micropicadura y picadura	7
Figura 6. Rayado en la superficie en los dientes de un engrane	7
Figura 7. Deformación plástica en los dientes de un engrane.....	8
Figura 8. Fractura de engranaje por fatiga	10
Figura 9. Fractura de diente de engranaje por sobrecarga	11
Figura 10. Factor dinámico K_v	16
Figura 11. Distribución de la carga en el ancho de la cara del engranaje. (a) Engranaje helicoidal con tres o más solapes axiales. (B) Engranaje recto. (C) Engranaje helicoidal con dos o menos solapes axiales	18
Figura 12. Factor por adelgazamiento de rueda dentada	20
Figura 13. Factor geométrico para la resistencia a la flexión	21
Figura 14. Máquina de ensayo de engranajes Ryder	23
Figura 15. Máquina para ensayo de engranajes NASA	24
Figura 16. Desplazamiento de engranajes de pruebas en la máquina de ensayos de engranajes NASA.....	25
Figura 17. Diagrama esquemático de la máquina de ensayos de engranajes IAE	26
Figura 18. Máquina de ensayos FZG	27
Figura 19. partes de la máquina de ensayos FZG	28
Figura 20 Máquina de ensayo de engranajes sometidos a fatiga y sus elementos....	31
Figura 21 Diseño estático de componentes principales de la máquina.....	33
Figura 22 Eje 1 o eje conductor.	34
Figura 23 D.C.L plano X-Z.....	34
Figura 24 D.C.L plano X-Y.	34
Figura 25 Diagrama esfuerzo cortante y momento flector plano X-Z en el eje 1....	35
Figura 26 Diagrama esfuerzo cortante y momento flector plano X-Y en el eje 1. ...	36
Figura 27 Diagrama de torsión máxima del eje 1.	37
Figura 28 Eje 2 o eje conducido.....	38
Figura 29 D.C.L plano X-Z.....	38
Figura 30 D.C.L plano X-Y.	38

Figura 31	Diagrama esfuerzo cortante y momento flector plano X-Z en el eje 2.....	39
Figura 32	Diagrama esfuerzo cortante y momento flector plano X-Y en el eje 2. ...	40
Figura 33	Diagrama de torsión máxima del eje 2.	41
Figura 34	Factor modificación del tamaño.	47
Figura 35	Factor de modificación de la temperatura.	48
Figura 36	Eje sometido a torsión	50
Figura 37	Selección de chumacera con el catálogo FBJ	58
Figura 38	Factor de vida AGMA	64
Figura 39	Resistencia a la fatiga superficial	65
Figura 40	Factor de vida K_L de la AGMA	70
Figura 41	Resistencia a la fatiga por flexión de la AGMA.....	71
Figura 42	Freno Prony	75
Figura 43	Estructura de bastidor.	77
Figura 44	D.C.L en viga.....	78
Figura 45	Diagramas de Cortante y Momento Flector.	79
Figura 46	Catalogo DIPAC de ángulo doblado	81
Figura 47	Columna de bastidor.....	83
Figura 48	Catalogo Tubo Rectangular	83
Figura 49	Denominación del cordón se suelda tipo ranura o filete.	85
Figura 50	Microscopio de Universidad Politécnica Salesiana.....	92
Figura 51	Engranajes con tratamiento térmico y sin tratamiento térmico.	93
Figura 52	Engranajes dividido en 4 cuadrantes.	95
Figura 53	Fresado de engranajes.....	95
Figura 54	Engranaje terminado después del fresado.	96
Figura 55	Diente del cuadrante 1 (filo)	96
Figura 56	Diente del cuadrante 2 (medio)	96
Figura 57	Diente del cuadrante 3 (medio)	96
Figura 58	Diente del cuadrante 4 (filo).....	96
Figura 59	Diente del cuadrante 1(medio)	97
Figura 60	Diente del cuadrante 2 (filo)	97
Figura 61	Diente del cuadrante 3 (filo)	97
Figura 62	Diente del cuadrante 4(medio)	97
Figura 63	Diente del cuadrante 1 (medio)	98
Figura 64	Diente del cuadrante 2 (filo)	98

Figura 65 Diente del cuadrante 3 (medio)	98
Figura 66 Diente del cuadrante 4 (medio)	98
Figura 67 Diente del cuadrante 1 (medio)	98
Figura 68 Diente del cuadrante 2 (filo).....	98
Figura 69 Diente del cuadrante 3 (medio)	99
Figura 70 Diente del cuadrante 4 (filo)	99
Figura 71 Balanza marcando 1 [kg].....	99
Figura 72 Máquina de ensayo de engranajes rectos sometidos a fatiga.....	100
Figura 73 Sistema Node-RED (indicadores y controladores).....	101
Figura 74 Rueda dentada con tratamiento térmico cementado después de 24 horas de trabajo.....	102
Figura 75 Engranajes sin tratamiento térmico con 24 horas de trabajo.....	103
Figura 76 Dientes de engranaje sin tratamiento térmico con desgaste en las caras laterales.	103
Figura 77 Diente del cuadrante 1(filos).....	104
Figura 78 Diente del cuadrante 2 (medio).	104
Figura 79 Diente del cuadrante 3 (flanco).	105
Figura 80 Diente del cuadrante 4 (medio).	105
Figura 81 Diente del cuadrante 1(medio).	106
Figura 82 Diente del cuadrante 2 (flanco)	106
Figura 83 Diente del cuadrante 3 (filo).....	106
Figura 84 Diente del cuadrante 4 (medio).	107
Figura 85 Diente del cuadrante 1 (medio)	108
Figura 86 Diente del cuadrante 2 (medio)	108
Figura 87 Diente del cuadrante 3 (filo).....	108
Figura 88 Diente del cuadrante 4 (filo).....	108
Figura 89 Diente del cuadrante 1(filos).....	108
Figura 90 Diente del cuadrante 2(medio)	108
Figura 91 Diente del cuadrante 3(filos).....	109
Figura 92 Diente del cuadrante 4(medio)	109
Figura 93 Balanza marcando 2 [kg].....	109
Figura 94 Máquina de ensayo de engranajes rectos sometidos a fatiga.....	110
Figura 95 Sistema Node-RED (indicadores y controladores).....	110
Figura 96 Engranajes rectos sometidos a 48 horas de trabajo.	112

Figura 97 Piñón con tratamiento térmico después de 48 horas de trabajo.....	112
Figura 98 Engranajes sin tratamiento térmico después de 48 horas de trabajo.	113
Figura 99 Engranaje sin tratamiento térmico después de 48 horas de trabajo.....	113
Figura 100 Diente del cuadrante 1(medio). A su izquierda con 5X y derecha a 10X de acercamiento óptico.....	114
Figura 101 Diente del cuadrante 2(medio).	114
Figura 102 Diente del cuadrante 3(medio).	115
Figura 103 Diente del cuadrante 4(medio)	115
Figura 104 Diente del cuadrante 1 (medio)	116
Figura 105 Diente del cuadrante 2 (filo).....	116
Figura 106 Diente del cuadrante 3(filos).....	117
Figura 107 Diente del cuadrante 4(filos).....	117
Figura 108 Diente del cuadrante 1 (filos).....	118
Figura 109 Diente del cuadrante 2 (medio).	118
Figura 110 Diente del cuadrante 3 (medio).	119
Figura 111 Diente del cuadrante 4 (lado frontal).....	119
Figura 112 Balanza marcando 4 [kg].....	120
Figura 113 Máquina de ensayo de engranajes rectos sometidos a fatiga.....	120
Figura 114 Sistema Nod-RED (indicadores y controladores).	121
Figura 115 Engranajes con tratamiento térmico sometido a 96 horas de trabajo. ..	122
Figura 116 Piñón y engranaje con tratamiento térmico después de 96 horas de trabajo.....	123
Figura 117 Caras laterales puestas a contacto.....	123
Figura 118 Caja de engranajes después de que los engranajes sin tratamiento trabajen 96 horas.	124
Figura 119 Piñón y engrane sin tratamiento térmico después de 96 horas de trabajo.	124
Figura 120 Caras laterales puestas a contacto.....	124
Figura 121 Diente del cuadrante 1 (medio).	125
Figura 122 Diente del cuadrante 2(filos).....	125
Figura 123 Diente del cuadrante 3 (filos).....	126
Figura 124 Diente del cuadrante 4 (medio).	126
Figura 125 Diente del cuadrante 1 (medio).	127
Figura 126 Diente del cuadrante 2(filos).....	127

Figura 127 Diente del cuadrante 3 (filo).....	128
Figura 128 Diente del cuadrante 4 (medio).	128
Figura 129 Diente del cuadrante 1 (medio).	129
Figura 130 Diente del cuadrante 2 (filo).....	129
Figura 131 Diente del cuadrante 3(filos).....	130
Figura 132 Diente del cuadrante 4 (filo).....	130
Figura 133 Diente del cuadrante 1(medio).	131
Figura 134 Diente del cuadrante 2 (filo).....	131
Figura 135 Diente del cuadrante 3(medio).	132
Figura 136 Diente del cuadrante 4 (medio).	132

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Factor sobrecarga.	15
Tabla 2. Valores sugeridos de Factores de Distribución de carga	18
Tabla 3. Características de la máquina de ensayos Ryder.....	22
Tabla 4. Características de la máquina de ensayos NASA	23
Tabla 5. Características de la máquina de ensayos IAE.....	25
Tabla 6. Características de la máquina de ensayos FZG.....	26
Tabla 7. Matriz de Funcionamiento	28
Tabla 8. Matriz de Costo	29
Tabla 9. Matriz de construcción	29
Tabla 10. Matriz de decisión	30
Tabla 11 Reacciones del eje 1 en el plano X-Z comparadas las respuestas analíticamente y con software.	36
Tabla 12 Reacciones del eje 1 en el plano X-Y comparadas las respuestas analíticamente y con software.	37
Tabla 13 Reacciones del eje 2 en el plano X-Z comparadas las respuestas analíticamente y con software.	39
Tabla 14 Reacciones del eje 1 en el plano X-Y comparadas las respuestas analíticamente y con software.	40
Tabla 15 Selección orientativa de factores de seguridad, para materiales dúctiles... 41	
Tabla 16 Factor de modificación de la condición superficial.	47
Tabla 17 Factor de confiabilidad.....	48
Tabla 18 Resultados de fuerza radial y capacidad de carga de los rodamientos.....	57
Tabla 19 Partes de piñón y engrane	59
Tabla 20 Factor de confiabilidad.....	65
Tabla 21 Tensión de contacto y esfuerzo de contacto en engrane y factor de seguridad	67
Tabla 22 Factor de confiabilidad.....	70
Tabla 23 Tensión de flexión y resistencia a la fatiga del engrane y factor de seguridad	72
Tabla 24 Esfuerzos y factores de seguridad de contacto y de flexión.....	74
Tabla 25 Factores de diseño recomendados	79
Tabla 26 Factor de apoyo	82
Tabla 27 Manual AISC. Espesor mínimo para garganta efectiva.	86

Tabla 28 Compatibilidad de material base con material de aporte	87
Tabla 29 Manual de la AISC. Esfuerzos permisibles según cargas en la soldadura.	88
Tabla 30 Datos de las cargas y valores recolectados durante la prueba de 24 horas de trabajo.....	100
Tabla 31 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes sin tratamiento térmico.	101
Tabla 32 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes con tratamiento térmico.	102
Tabla 33 Datos de las cargas y valores recolectados durante la prueba de 48 horas de trabajo.....	110
Tabla 34 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes sin tratamiento térmico.	111
Tabla 35 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes con tratamiento térmico.	111
Tabla 36 Datos de las cargas y valores recolectados durante la prueba de 96 horas de trabajo.....	121
Tabla 37 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes sin tratamiento térmico.	121
Tabla 38 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes con tratamiento térmico.	122

RESUMEN

Uno de los principales temas de estudio en la Carrera de Ingeniería Mecánica son los engranajes, donde estos son una de las partes fundamentales de las máquinas rotativas para brindar potencia y transmitir movimiento, se los encuentra desde un pequeño reloj hasta mega máquinas, es por eso la importancia del engranaje.

Dado el valor que tiene el engranaje se pretende alargar la vida útil de éste, debido a las fatigas que se pueden encontrarse por el tiempo de uso, cargas y la falta de mantenimiento.

El proyecto muestra un enfoque teórico de distintos prototipos de máquinas para ensayos de engranajes, que se han desarrollado alrededor del mundo, seleccionando así el más adecuado que se adapta a las necesidades planteadas.

Se describe el diseño y selección de materiales tomando en cuenta los esfuerzos y factores de seguridad calculados analíticamente, para el correcto funcionamiento de la máquina, y precautelando la seguridad del operario.

Con la máquina puesta en marcha se realiza un análisis experimental pretendiendo identificar de manera inductiva los resultados obtenidos al ser puestos a prueba los engranajes con distintos regímenes de trabajo.

Terminando con conclusiones y recomendaciones que se obtuvo a lo largo del desarrollo del proyecto.

Palabras claves: diseño, construcción, fatiga, engranaje

ABSTRACT

One of the most important subjects of the study in the mechanical engineering career are the gears, where these are the fundamental part of the rotative machine provide power and transmit movement. These find to small machines as clocks to a big machine in the industry. This is why the importance of gears.

Given the value of the gear, it is intended to extend useful life, due to the fatigue that can be encountered due to the time of use, loads, and lack of maintenance.

This project shows a theoretical focus of different prototype for gears testing machines which have been developed in the world. Selecting the most suitable one that adapts to the required needs.

Design is described and the materials are chosen taking the loads and the safety factors calculated analytically for the correct operation of the machine and precautionary operator safety.

With the machine stated, an experimental analysis is performed. Aiming to inductively identify the result obtained when the gears with different working regimes are tested.

Finishing with the conclusions and recommendations which find through the project.

Keywords: design, construction, fatigue, gear

INTRODUCCIÓN

Se debe tener en cuenta que carreras estudiadas como Ingeniería Mecánica prometen una preparación adecuada cumpliendo teóricamente el entendimiento de todas las materias que establecen el pensum académico. Los laboratorios vistos en la carrera son fundamentales debido a que muestran otra perspectiva a lo estudiado teóricamente, donde se puede ir descartando dudas, conociendo el funcionamiento de máquinas y los errores o fallas más frecuentes que se puede encontrar un estudiante egresado al salir al campo laboral.

Es por esta razón que, con el diseño y construcción de una Máquina de Ensayo de Engranajes Rectos Sometidos a Fatiga para la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, los estudiantes puedan adquirir un conocimiento agregado en las diferentes áreas que esta máquina puede trabajar, ya sea en el área de elementos de máquinas para el diseño de partes y estudio de piezas y en el área de tribología para el análisis de lubricantes. Esto sustentado teóricamente y obteniendo resultados visuales de las pruebas realizadas.

Como bien se sabe los engranajes son una pieza fundamental de las máquinas generadoras de movimiento y se ha pretendido alargar la vida útil de los mismos con su respectivo mantenimiento, pero para poder ejercerlo, se debe estar al tanto de los fallos encontrados en estos ya sea por los ciclos trabajados, los esfuerzos establecidos o el tipo de material utilizado. Estos son los indicadores más comunes por los cuales se puede partir para el análisis de una falla por fatiga encontrada en un engrane.

Para poder ver la fatiga producida en ciclos de trabajo mayores a 10^6 se recurrió a la guía de prototipos diseñadas anteriormente, donde a cada una se la utiliza en diferentes aplicaciones y para distintos alcances. Se obtuvo una compatibilidad del 82 % con el prototipo FZG debido al fácil funcionamiento que esta tenía. La máquina diseñada cumple con los factores de seguridad mayores que 1, los cuales son necesarios para que estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica puedan realizar diferentes ensayos según el alcance que se propongan con la máquina.

Se utilizaron los métodos experimental e inductivo en este proyecto con la finalidad de que con la máquina de ensayo de engranajes rectos sometidos a fatiga realicen

pruebas con distintas variables y con los resultados, obtener un razonamiento técnico e inductivo para presentar una hipótesis de las fallas que pueden presentarse a condiciones extremas a una de las piezas fundamentales de la máquina, en este caso el engranaje.

Para la obtención de resultados visuales, se utilizó dos pares de engranajes similares, trabajaron ambos a las mismas condiciones, de revoluciones y cargas, con una diferencia, que uno de los pares tiene un tratamiento térmico (cementado). Teniendo en cuenta que los engranajes sin tratamiento su factor de seguridad es menor que 1; es predecible que se encuentren fallos como los mostrados en las imágenes, mientras que los que tienen tratamiento con su factor de seguridad mayor que 1 a pesar de haber trabajado $12,24 \times 10^6$ ciclos de trabajo en condiciones extremas la fatiga presentada es insignificante a lo que pasa cuando no tienen un tratamiento adecuado.

CAPÍTULO I

TEORÍA DE FALLAS EN ENGRANAJES

En el presente capítulo se muestra las distintas teorías de fallas que una rueda dentada puede sufrir a pesar de su correcto uso en la transmisión de engranajes. Existen diferentes maneras en la cual un engranaje puede fallar y cada una de ellas tiene una gran importancia para la vida útil del mismo, es por eso que en este capítulo se ha tomado diferentes puntos de vista de diversos autores, los cuales han estudiado estos fenómenos que se presentan en una transmisión de engranajes y han podido determinar por qué sucede dicho fenómeno y con el progreso de los estudios se puede determinar cómo aumentar la vida útil del engrane.

1.1 Falla

Una falla se la puede definir como la incapacidad que sufre una pieza al ser sometida a esfuerzos superiores a las que fue diseñada [1]. En un engranaje la falla generalmente sucede antes de que alcance la zona elástica la cual es característica fundamental de cada material. La presencia de la fatiga deforma la estructura plástica que el material tiene, el cual es sometido a cargas cíclicas, donde al seguir degenerando al material puede provocar una grieta donde este crecerá y al ser aplicado a un determinado número de ciclos y ciertas condiciones llegaran a la rotura del mismo [2].

1.2 Tipos de fallos en los engranajes

Existen diversos fallos que se puede presentar en un engranaje, pero con el avance de los estudios que se han realizado sobre este tema se ha logrado determinar su clasificación, mediante un detenido análisis, debido a que cada una de estas deja su distintivo rastro. Se ha determinado dos grupos en los cuales se puede establecer qué tipo de falla ocurrió en el engrane [3].

1.2.1 Fallas Superficiales

Las fallas superficiales son las más comunes que pueden encontrarse en un engranaje, estas se las puede detectar a simple vista o con ayuda de un microscopio con el cual se notará el tipo de desgaste que ha sufrido la pieza.

1.2.1.1 Desgaste

Se conoce como desgaste al deterioro el cual sufre la superficie de los dientes de un engrane. Esta falla es fácil de detectar dado que es removida de manera semi uniforme el metal de la parte afectada de la pieza el cual con el pasar del tiempo el diente del engranaje comienza a perder espesor causando imperfecciones con el trabajo de esta [4].

a. Desgaste Abrasivo

Este tipo de desgaste se presenta en engranajes de una máquina que trabajan en ambientes agresivos. El rasgo característico de este tipo de desgaste es que el deterioro a lo largo del diente no es uniforme, esto es producido por las tensiones no regulares existentes en el contacto por presión debido a que no existe una velocidad no uniforme, otras de las causas frecuentes son por el contacto entre superficies o con algún sólido externo que esté presente en el aceite. El diente de la rueda dentada al pasar por este desgaste la superficie comienza a tener una textura diferente mucho más rugoso que la del inicio [5].

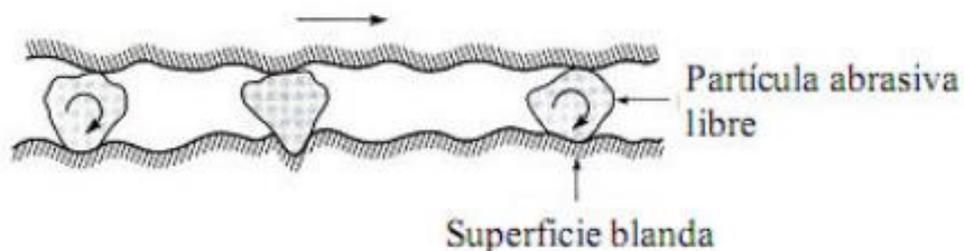


Figura 1. Generación de desgaste por abrasión por medio de las partículas [5]

b. Desgaste adhesivo

El desgaste adhesivo ocurre mayormente en las superficies de contacto de los dientes de los engranajes; existe un desgarramiento del metal, haciendo que parte del material de uno de los dientes se adhiera al otro. Este tipo de daño aparece por la combinación de velocidades altas causando así que la fricción existente entre las caras de contacto se sude, el lubricante también es uno de los causantes puesto que si este no cumple con los estándares de trabajo de la máquina y no puede enfriar al sistema la magnitud del problema puede ser crítica [6].



Figura 2. Desgaste por adhesión [6]

c. Desgaste debido a la cavitación

Esta falla es producida por las deformaciones que se pueden presentar en el engrane y por el desprendimiento de partículas o fragmentos de la superficie, este fallo es producto de la implosión o colapso de burbujas de vapor que se encuentran en el lubricante [7]. Es interesante este tipo de falla porque se la puede notar fácilmente al momento de observarlo mediante un microscopio se puede notar como cráteres ásperos y limpios.

d. Desgaste por erosión

El desgaste por erosión es producto de la eliminación del material de la superficie del diente por la existencia de partículas sólidas, cráteres longitudinales y finos en los extremos de los dientes. La principal causa de esta falla es trabajar con un movimiento relativo y con un lubricante abrasivo.

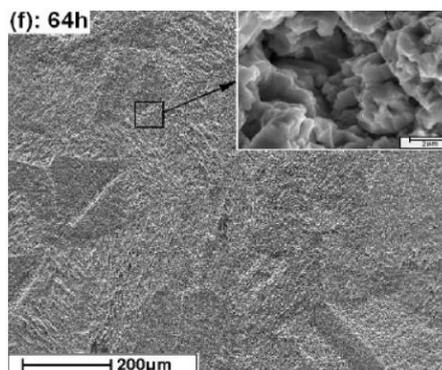


Figura 3. Desgaste erosivo por cavitación [8]

1.2.1.2 Fatiga por contacto

La fatiga por contacto se la conoce también como picadura debido a que aparece en la parte útil de los dientes del engranaje, esta falla es una de las principales causas por las cuales invalida las transmisiones que trabajan con abundante lubricación. Este tipo de fallo se la detecta por la remoción de partículas de metal, estas pueden ser pequeñas o grandes de (0,38 – 0,76 mm) y (2 – 5 mm) respectivamente formando así cavidades en las superficies de contacto [9]. En la Figura 4 se puede observar cómo se destruye por medio de este fenómeno la zona inferior a la línea polar, debido a que en dicha zona la velocidad de deslizamiento es mínima y la tensión que se entra en contacto es máxima [10].

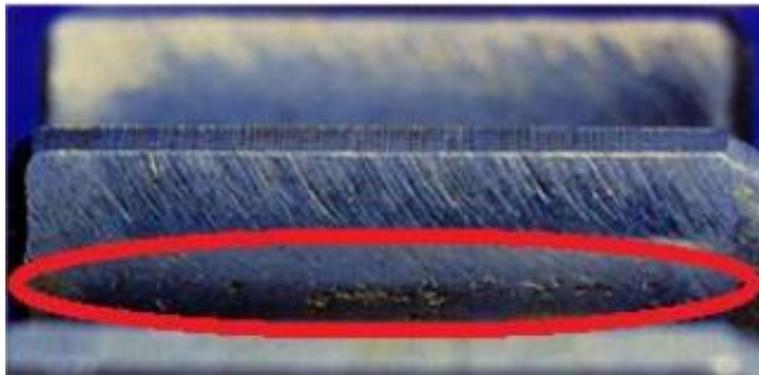


Figura 4. Fatiga por contacto [10]

a. Micropicadura

Este tipo de fatiga de contacto es común ver en los engranajes puesto que se logra ver como un esmerilado fino en la superficie del diente. Esta falla obtiene un singular rasgo que se lo logra identificar en efecto a que su acabado es parecido a pequeñas crestas o arrugas y otras superficies irregulares [11].

b. Picadura

La picadura o conocida como macropicadura a diferencia de la micro es que esta es procedente de ella, y es notable de tal manera que comienza desde la parte inferior del diente con la cavidad producida por la micro, y conforme va creciendo no solo a lo largo de la superficie sino también en profundidad creando así una concavidad con bordes afilados [12].

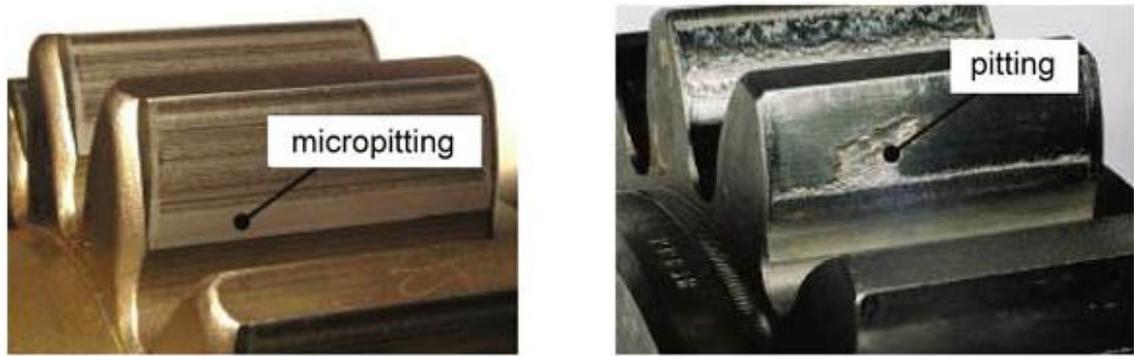


Figura 5. Ejemplo de micropicadura y picadura [12]

1.2.1.3 Agarramiento

El agarramiento en un engranaje se presenta como una rayadura en la superficie de los dientes, esto es causado por la soldadura entre superficies ya sea por la falta de lubricación o por que la película del aceite no cubre con totalidad la zona de contacto. Esta soldadura provoca que parte del metal de uno de los dientes se adhiera al otro haciendo que esa superficie provoque rayaduras en otras [13].

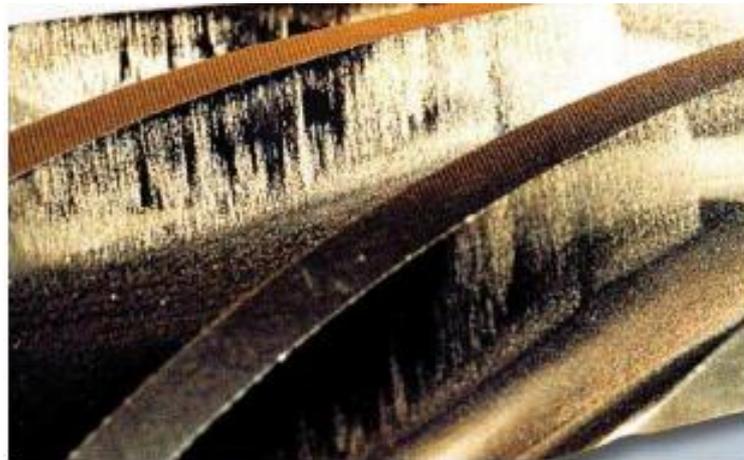


Figura 6. Rayado en la superficie en los dientes de un engrane [13]

a. Escoriación de 1^{er} Grado

Este tipo de falla de primer grado puede aparecer hasta en los engranajes correctamente diseñados, puesto que es dependiente de la película del lubricante y cuando es sometido a esfuerzos excesivos. Es fácil identificar este tipo de daño en el engranaje debido a que a simple vista se puede ver pequeñas zonas rugosas, otras ásperas, diminutas formaciones de surcos, zonas donde se nota la presencia de corrosión en los dientes ubicadas en la misma posición relativa [14].

b. Escoriación de 2^{do} Grado

Este tipo de falla de segundo grado es más común ver en las transmisiones de marcha lenta y grandes cargas causado por el contacto metálico entre los flancos, originando así zonas estriadas en las regiones de rodadura dados por el desgarre de pequeñas partículas metálicas [15].

1.2.1.4 Deformación plástica

La deformación plástica en el engranaje siempre ha sido resultado por el elevado esfuerzo que se aplica a las ruedas dentadas, sobrepasando así la carga de deformación que tiene como propiedad del material, obteniendo la deformación permanente del material.

La combinación entre vibración y elevadas compresiones hacen como golpe de martillo obteniendo que las superficies de los dientes se laminen o empiecen a descamarse, también es fácil notar dado que se crean rebabas en los extremos de los dientes. Es más común ver este tipo de falla en los dientes de acero la cual su dureza no es muy poco elevada, otra de las causas para este fenómeno es la falta de lubricación en las transmisiones de velocidades pequeñas [16].

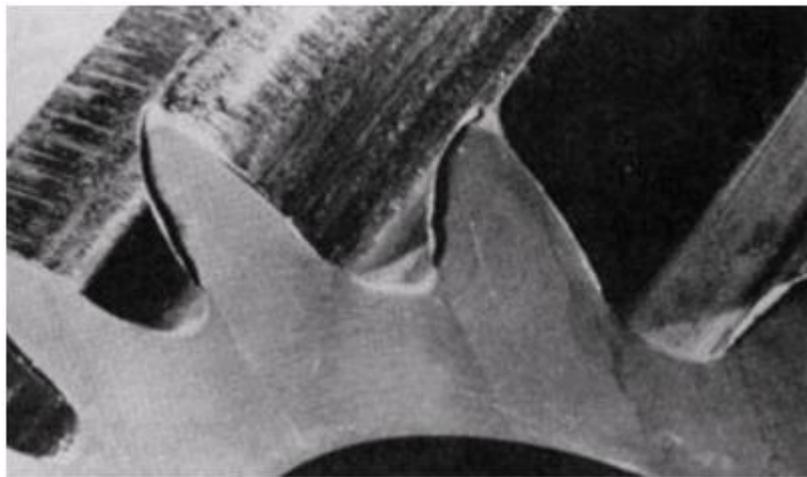


Figura 7. Deformación plástica en los dientes de un engrane [16]

a. Aplastamiento

El aplastamiento, se encuentra frecuentemente en las ruedas dentadas donde la dureza es insuficiente en el material con respecto a la relación de carga a la que se trabaja.

Esta falla consiste en la formación de crestas o rebabas en los filos de los dientes, también se puede presentar escoriación en la superficie. Este fenómeno tiene la similitud al aplastamiento existente en una prensa o acción de un martillo en el metal, formando surcos en las líneas de paso.

b. Flujo frío

La anomalía que se encuentra con esta falla es que el daño producido con el flujo frío fue al aplicar un esfuerzo superior que la resistencia de cedencia original del metal, teniendo como resultado la deformación permanente del material [17].

c. Flujo Caliente

Este fallo por flujo caliente es producido a una temperatura mayor a la recristalización, este tipo es la que causa mayor daño en consecuencia a que al no trabajar a dicha temperatura la deformación es casi ilimitada por lo que el metal utilizado en las ruedas dentadas tienen una baja resistencia a la cedencia y una alta ductilidad, el cual es notoriamente evidente que en este fenómeno el daño sea mayor que el anterior daño hablado [17].

1.2.2 Fallas Volumétricas

Las fallas volumétricas se dan con la fractura del diente, esto puede darse en el la cabeza o en la base del diente, por motivo de las tensiones de flexión a las cuales están sometido el engranaje, las cuales reducen la vida útil y puede generar fallos catastróficos bajo cargas elevadas [18]. A continuación, se describe las fallas volumétricas más comunes que se dan en los engranajes.

1.2.2.1 Fatiga por flexión

La fractura del diente se da por la fuerza de flexión impuesta por el torque transmitido, y el frecuente impacto que se produce al estar los engranajes en contacto.

Otro motivo que puede generar la fractura por fatiga es el originado por la repetición constante de esfuerzos que exceden la resistencia a la fatiga por flexión [19]. Los esfuerzos se dan en la raíz del diente en cada ciclo, provocado por cierta cantidad de ciclos que provoca la ruptura [20]. La textura de un fallo por fatiga generalmente se muestra con una apariencia lisa.

Las condiciones no previstas en el cálculo y diseño del engranaje como vibraciones u otras circunstancias, que producen repeticiones de esfuerzos no considerados, también afectan a la vida útil del engranaje. Estas fallas por fatiga pueden ser por bajo y alto número de ciclos.

a. Fractura por fatiga de alto número de ciclos

Este tipo de fractura se genera muy lentamente, después de miles o millones de ciclos de aplicaciones de carga, produciendo una pequeña fisura en un punto y va creciendo a cada ciclo, hasta que el área no agrietada se genera una sobrecarga produciendo una fractura final y esta puede darse en un material dúctil o frágil [21].

b. Fractura por fatiga de bajo número de ciclos

Si las cargas son superiores al límite elástico, estas producen deformaciones plásticas apreciables en cada ciclo, produciendo la fractura final [22]. Esta fractura se genera por debajo de los 10.000 ciclos.



Figura 8. Fractura de engranaje por fatiga [23]

1.2.2.2 Fractura

La rotura del diente se produce por grandes sobrecargas de choque estáticas, sobrecargas reiteradas; estas se presentan una rotura tenaz y violenta en el pie del diente ordinariamente estas fallas parten de la raíz, causada por una sobrecarga que supera la resistencia a la tensión del material, generando una rotura por fatiga de corto ciclo, o bien por cargas reiterativas lo que generan la fatiga del material [24].

Cuando existe un diente roto por choque repentino o una sobrecarga, la fractura tiene una apariencia fibrosa, aun cuando el engranaje haya sido sometido a un tratamiento térmico de endurecimiento, las fibras se verán como un material plástico que fue torcido.

La desalineación es una causa común de los dientes rotos en engranajes rectos, helicoidales, y cónicos, por la sobrecarga que se genera, en este caso la fractura se genera en el extremo del diente generando una línea diagonal. Esta desalineación se puede producir por cojinetes flojos que causan deflexión en el eje y finalmente una fractura del diente por la carga existente en los extremos [25].

En todos los casos de fractura se debe realizar un análisis con el fin de encontrar las causas que lo originan, para posteriormente realizar la corrección del caso.

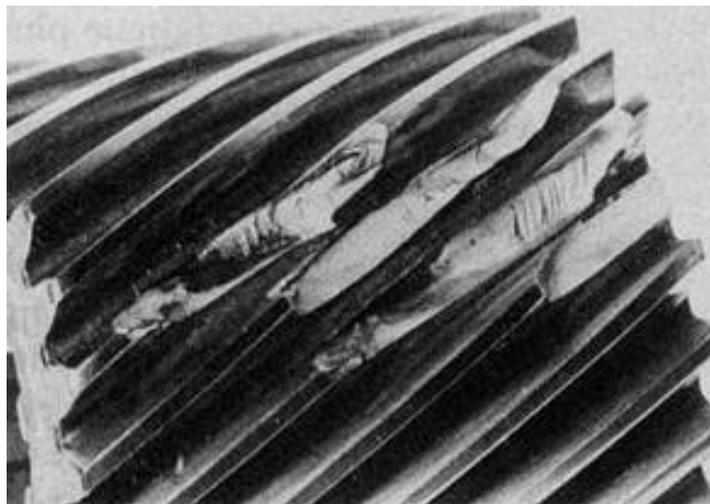


Figura 9. Fractura de diente de engranaje por sobrecarga [26]

El presente proyecto será enfocado a los engranes sometidos a fatiga puesto que este tipo de fallo es uno de los más comunes conocidos a nivel mecánico, este fenómeno anteriormente descrito ha sido causante de pequeños inconvenientes respecto a la máquina, hasta grandes averías internas de la misma.

1.3 Metodología AGMA

Las ecuaciones del AGMA serán tomadas en cuenta en este tema para su mayor precisión debido que La Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA) [27], es la autoridad responsable en el diseño y análisis de un engrane, por lo que la resistencia y el desgaste son sus principales consideraciones.

En la norma AGMA se utilizan dos ecuaciones fundamentales, una es para la resistencia a la falla por flexión (σ_F) y la segunda es la Resistencia a la falla por contacto superficial o picadura (σ_H), obteniendo como resultado según la terminología AGMA como números de esfuerzo o Resistencia AGMA.

1.3.1 Campo de aplicación de la norma

Este proyecto se enfocará en la Norma ANSI/AGMA 2101-D04 [28], la cual proporciona un método de cálculo de esfuerzos y factores, los cuales varían según la aplicación, efectos del sistema, precisión de los equipos, forma de fabricación, entre otras, aplicados en engranajes rectos y helicoidales [29]. Esta norma está en vigencia dado que fue aprobada en el año 2004, pero fue reafirmada en marzo del 2016.

Esta norma no se aplica en los casos en que los dientes se encuentren dañados, exista interferencia entre puntas de los dientes y filetes de raíz, en dientes de perfil puntiagudo, en ángulo de hélice mayor 50 grados, perfiles de raíz escalonados o irregulares.

1.3.2 Tensión de contacto, σ_H .

La ecuación para valor de tensión de contacto superficial o resistencia a la picadura en los dientes del engrane representa la carga al cual los flancos de los dientes están siendo sometidos [30].

La tensión por contacto será calculada mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} \cdot b} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (1)$$

Donde:

- σ_H : valor de la tensión de contacto, N/mm².
- Z_E : coeficiente elástico, [N/mm²]^{0.5}.
- F_t : componente tangencial de la fuerza aplicada, N.

- K_o : factor de sobrecarga.
- K_v : factor dinámico.
- K_s : factor de tamaño.
- K_H : factor de distribución de cargas.
- Z_R : factor del estado de la superficie para el fallo debido al picado superficial.
- d_{w1} : diámetro primitivo del piñón, mm.
- b : ancho de cara del miembro más estrecho, mm.
- Z_I : factor geométrico para el fallo debido al picado superficial.

Existe una relación entre diámetro primitivo según la normativa para el diseño de ruedas dentadas, tanto para la rueda y para el piñón, número de dientes de ambos y la distancia de los centros. A continuación, la relación:

$$d_{w1} = \frac{2a}{u+1} \quad (2)$$

La ecuación número (2) es utilizada cuando los engranes son externos.

$$d_{w1} = \frac{2a}{u-1} \quad (3)$$

La ecuación número (3) es utilizada cuando los engranes son internos.

Donde:

- a : distancia entre centros, mm.
- u : relación de transmisión (no puede ser menor a 1).

1.3.2.1 Coeficiente elástico, Z_E .

El valor del coeficiente elástico está dado por la siguiente ecuación:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]}} \quad (4)$$

Donde:

- Z_E : coeficiente elástico, $[\text{N}/\text{mm}^2]^{0.5}$.
- ν_1 y ν_2 : coeficientes de Poisson para el piñón y la rueda, respectivamente.

- E1 y E2: módulos de elasticidad para el piñón y la rueda respectivamente.

1.3.2.2 Fuerza tangencial, Ft.

En el presente trabajo se asumirá que se trabaja con una carga uniforme. El cual mediante lo anteriormente mencionado se obtiene la siguiente ecuación:

$$F_t = \frac{1000P}{v_t} \quad (5)$$

En donde la fuerza tangencial está dada por la (P) potencia de transmisión en kW y la (v_t) velocidad en un punto del diámetro primitivo en m/s. La velocidad lineal se la puede definir como:

$$v_t = \frac{\pi\omega_1 d_{w1}}{60000} \quad (6)$$

Siendo:

- ω_1 : velocidad de giro del piñón, rpm.
- d_{w1} : diámetro primitivo del piñón, mm.

La ecuación (5), despejando la velocidad lineal se puede obtener la siguiente ecuación:

$$F_t = \frac{6 \cdot 10^7 P}{\pi\omega_1 d_{w1}} \quad (7)$$

1.3.2.3 Factor de sobrecarga, Ko.

El factor de sobrecarga unitario se lo define como la capacidad de resistir en 8 horas cuatro arranques con valores máximos, no excediendo el 200 % del valor máximo de 1 segundo como valor nominal máximo.

Este factor viene dado por diversas causas como por ejemplo las vibraciones, excesiva velocidad, variación de los sistemas de operación, variedad de condiciones de carga, entre otras. Es por eso que no existe una ecuación el cual determine con exactitud el factor de sobrecarga dependiendo de su causa, a continuación, en la Tabla 1, hay valores orientados para Ko [31].

Tabla 1. Factor sobrecarga [31]

Factor Sobrecarga			
Fuente de energía	Carga en la máquina impulsada		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o superior
Choque ligero	1.25	1.50	2.00 o superior
Choque mediano	1.50	1.75	2.25 o superior

1.3.2.4 Factor dinámico, K_v .

En versiones anteriores a este factor se le daba valores menores que 1, pero con el avance de los estudios y el deterioro de los engranajes progresivamente a este factor se le ha redefinido y este factor ahora lleva un valor mayor que 1.

Los esfuerzos producidos en el interior de las ruedas dentadas son justificados por el factor dinámico (K_v), los cuales dichos esfuerzos son por consecuencia de los errores de transmisión que se pueden presentar, en razón de que idealmente la velocidad de entrada y la de salida deberían ser uniformes y proporcionales, pero en la vida real en el error de transmisión existe una pérdida que se la conoce como desviación de la velocidad angular de los engranajes [32].

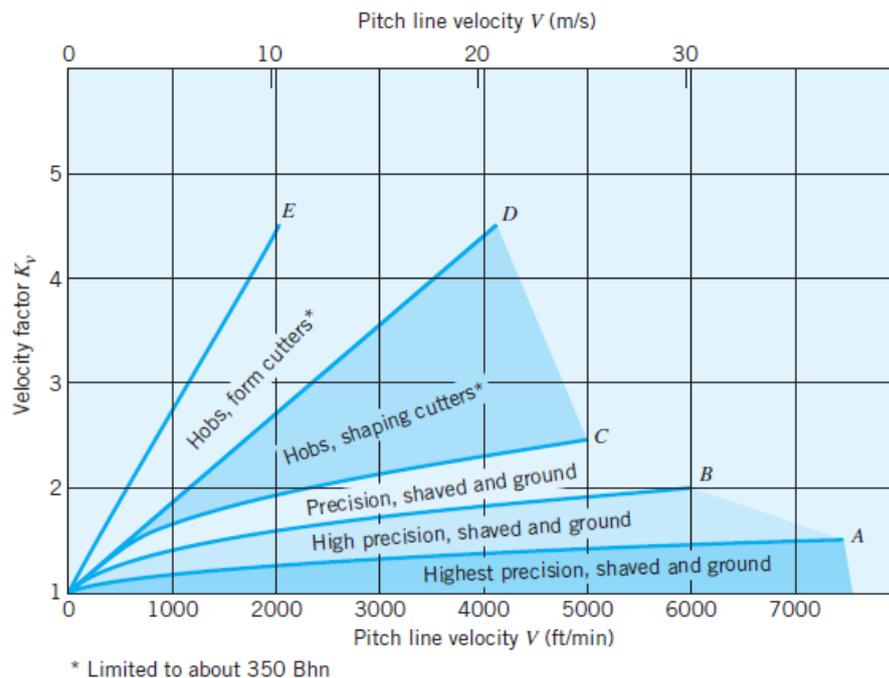


Figura 10. Factor dinámico Kv [33]

1.3.2.5 Factor de geometría por picadura, Z_I

El factor geométrico para la resistencia de la fatiga superficial está definido por el AGMA como la ecuación (8).

$$Z_I = \frac{\text{sen}\alpha \cdot \cos \alpha}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{i}{i \pm 1} \quad (8)$$

Donde:

- α es el ángulo de presión transversal.
- m_n es el factor de comparación de cargas, para engranajes rectos $m_n = 1$
- i la relación de velocidades.

Para engranes externos se utiliza con signo positivo y para engranes internos se utiliza signo negativo.

1.3.2.6 Factor de la condición superficial, Z_R

El de condición Z_R o C_f es empleado únicamente en la ecuación de la resistencia a la picadura y esto depende de varios factores como son:

- Acabado superficial que puede ser mediante cepillado, rectificado, corte, esmerilado, pero no son los únicos que pueden influir en el acabado.
- Esfuerzos residuales
- Efectos de plasticidad, es decir endurecimiento por trabajo.

No se ha establecido condiciones superficiales para los dientes de engranaje, pero se considera que, si existe un acabado superficial perjudicial, en ese caso se debe tener un factor condición superficial mayor que uno ($Z_R > 1$) y para engranajes fabricado con métodos convencionales y tenga una condición de superficie adecuada se considera que sea igual a la unidad. ($Z_R = 1$).

1.3.2.7 Factor de tamaño K_S

Este factor muestra la falta de uniformidad en las propiedades del material. Estos se dan por:

- Tamaño del diente

- Diámetro del engranaje
- Relación del tamaño del diente con el diámetro del engranaje
- Ancho de la cara
- Área de esfuerzo
- Relación de la profundidad de la superficie con el tamaño de los dientes
- Templabilidad y tratamiento térmico.

La AGMA no ha establecido estándares para el factor de tamaño, sin embargo, recomienda que K_S sea igual a 1, a menos que el diseñador quiera realizar situaciones específicas como por ejemplo realizar engranajes con dientes muy largos, en estos casos K_S estaría entre 1.25 y 1.5 [34].

1.3.2.8 Factor de distribución de carga, KH

El Factor de distribución de carga refleja la distribución no uniforme de la carga aplicada (F_t) a lo largo de la línea de contacto del engranaje, esta no uniformidad se da por distintas causas como, por ejemplo.

- Variaciones en el proceso de fabricación.
- Variaciones en el montaje de los engranajes.
- Deformaciones provocadas por las cargas aplicadas.
- Deformaciones provocadas por efectos térmicos y centrífugos.

En la Figura 11 se puede ver un esquema de la distribución de las cargas a lo largo del ancho de cara de los engranajes.

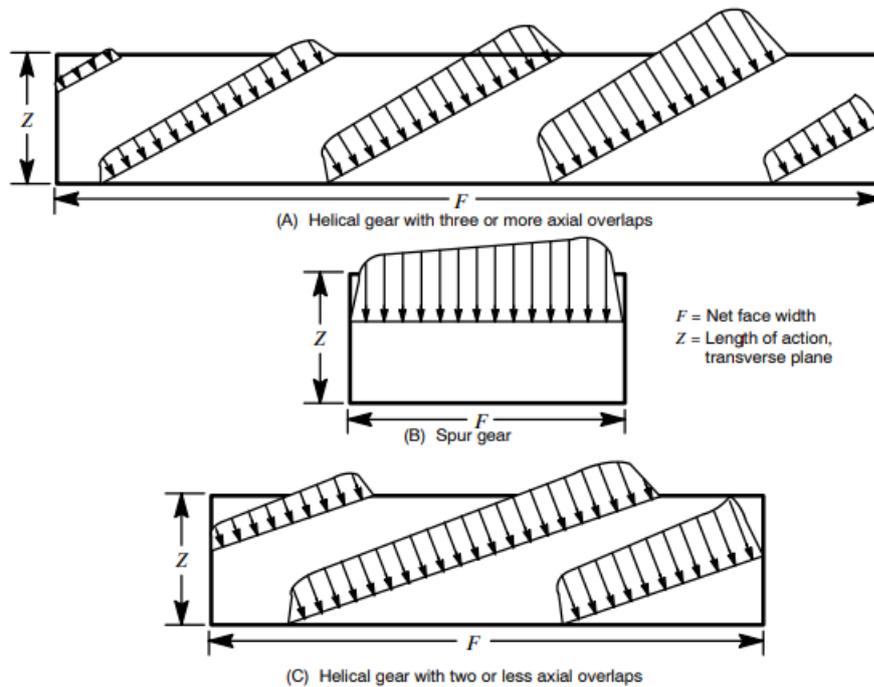


Figura 11. Distribución de la carga en el ancho de la cara del engranaje [29]. (a) Engranaje helicoidal con tres o más solapes axiales. (B) Engranaje recto. (C) Engranaje helicoidal con dos o menos solapes axiales

El problema de la falta uniformidad de la carga es más notable en caras que tienen anchos más grandes, para lo cual se genera como un modo aproximado para tomar en consideración la menor distribución uniforme por la carga, basando en usar el factor K_H para aumentar los esfuerzos de los anchos de cara, en la Tabla 2 se muestra valores sugeridos.

Tabla 2. Valores sugeridos de Factores de Distribución de carga [35]

Características soportadas por el montaje	Factor de distribución de carga, K_H			
	Ancho de cara (b) en mm			
	0-50	150	225	≥ 400
Montaje exacto, poco juego en los cojinetes, deflexión mínima, engranajes precisos	1.3	1.4	1.5	1.8
Montaje menos exacto y rígido, engranajes menos precisos, contacto sobre toda la cara	1.6	1.7	1.8	2.1
Montaje de precisión y exactitud que no se puede garantizar el contacto sobre toda la cara	2.2 o más, según la experiencia			

1.3.3 Tensión de flexión, σ_F .

La ecuación para el cálculo de la tensión de flexión indica el esfuerzo provocado en cada uno de los dientes de la rueda dentada por acción de la carga a la que fue sometida [30].

$$\sigma_F = F_t K_o K_v K_s \frac{1}{b \cdot m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (9)$$

Siendo:

- σ_F : tensión de flexión, N/mm².
- F_t : componente tangencial de la fuerza aplicada, N.
- K_o : factor de sobrecarga.
- K_v : factor dinámico.
- K_s : factor de tamaño.
- K_H : factor de distribución de cargas.
- K_B : factor de espesor.
- b : ancho de cara del miembro más estrecho, mm.
- m_t : módulo transversal, mm.
- Y_J : factor geométrico para la resistencia a la flexión.

Los factores nuevos por describir son K_B , Y_J , m_t , en vista de que los demás factores son respectivamente idénticos a los factores anteriormente mencionados, en la ecuación (1).

1.3.3.1 Factor de espesor, K_B .

Este factor utiliza la relación del espesor bajo la base del diente y la altura del mismo, cuando existe un engrane con diámetro grande y está hecho con un aro y brazos radiales en lugar del típico cilindro sólido. entonces los parámetros para dicho factor son [28]:

- Si la relación es mayor o igual a 1.2, entonces se considera que la tensión de flexión no tiene efecto con dicho factor.
- Si la relación es menor o igual a 1.2, entonces el efecto en la tensión de flexión se la puede observar cómo va a actuar según la Figura 12.

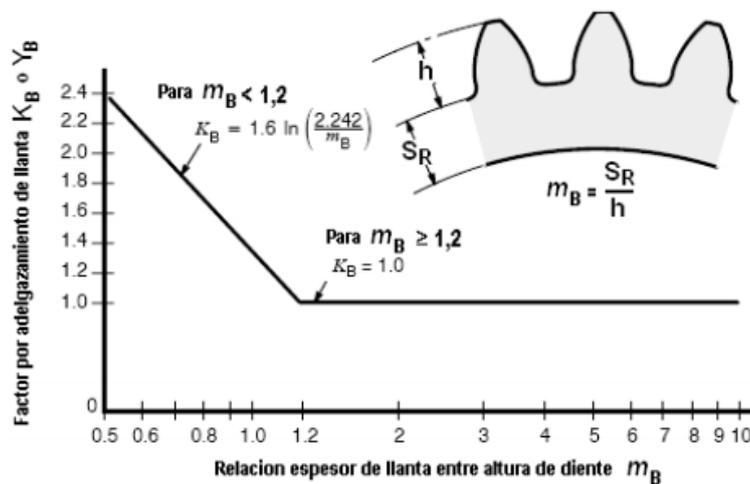


Figura 12. Factor por adelgazamiento de rueda dentada [28]

1.3.3.2 Factor Geométrico, Y_J

El factor geométrico en el cálculo de la resistencia a la flexión evalúa la forma del diente, la posición en la cual aplica la carga más dañina y la distribución de carga entre las líneas oblicuas de contacto, incluyendo las componentes de la carga sobre el diente, tangencial y radial siendo estas cargas a flexión y compresión respectivamente.

Los Factores Geométricos varían con el número de dientes del piñón y del engranaje, además se basa si la carga máxima ocurre en las puntas o en un punto intermedio del flanco. Para el factor geométrico en engranes rectos se basada en la norma AGMA 218.01 que muestra una gráfica [27].

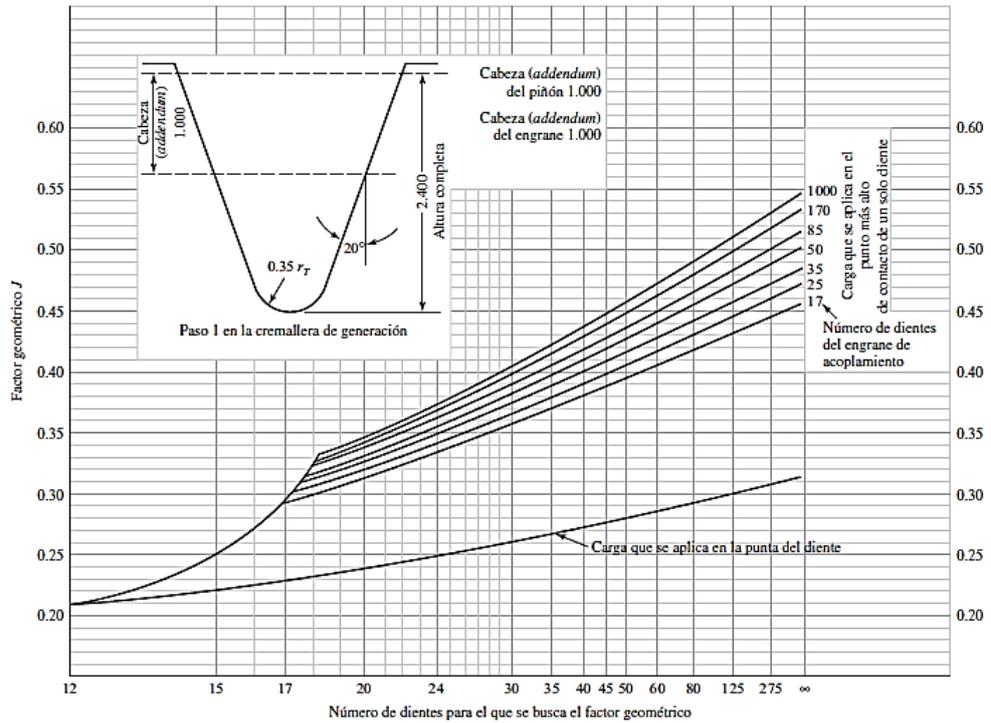


Figura 13. Factor geométrico para la resistencia a la flexión [27]

1.3.3.3 Módulo transversal, m_t

El módulo transversal para el caso de ruedas dentadas con dientes rectos coincide con el módulo normal, pero en el caso de engranes helicoidales el módulo transversal se obtiene mediante la siguiente ecuación [36]:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \tag{10}$$

Siendo:

- m_n : el módulo normal.
- β : el ángulo de hélice.

CAPÍTULO II

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Teniendo en cuenta que las fallas en engranajes son de gran importancia, se han diseñado y construido equipos que permiten valorar el contacto que existe en los engranajes, estas máquinas pueden ser de simulación y de tipo engranaje. Este proyecto está enfocado en los mecanismos tipo engranaje donde se puede someter a condiciones reales y así tener resultados que pueden ser visibles y que sean fiables, además con la repetición de ensayos y obtención de resultados simultáneos, se logra llegar a una conclusión general, que se aplicará a engranajes con similares condiciones de trabajo.

2.1 Alternativas de máquina

Para la evaluación de este capítulo se toma en cuenta las máquinas de ensayos existentes utilizadas en pruebas y ensayos de engranajes como son: Ryder, NASA, IAE y FZG. A continuación, se describirá las características de cada una.

2.1.1 Máquina para ensayo de engranajes Ryder

Este tipo de máquina fue creada en los Estados Unidos el cual permite de manera efectiva la variación del torque durante la operación del sistema hidráulico de presión y en la Tabla 3 se redacta algunas características importantes.

Tabla 3. Características de la máquina de ensayos Ryder

Características	Descripción
Par máximo	De 0 a 270 N m
Transmisión	Está compuesta por dos árboles los cuales están enlazados por dos pares de engranajes cilíndricos los cuales su relación de transmisión son la misma formando así un lazo de potencia cerrado.
Velocidad de giro	Hasta 10000 rpm.
Potencia de motor	10 HP

Ensayo	Progresivamente se va aumentando la velocidad de giro mediante un movimiento axial de un engranaje helicoidal relativo al otro.
Usos	Se utiliza para evaluar la capacidad de carga y propiedades anti-agarramiento de lubricantes para la aviación.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

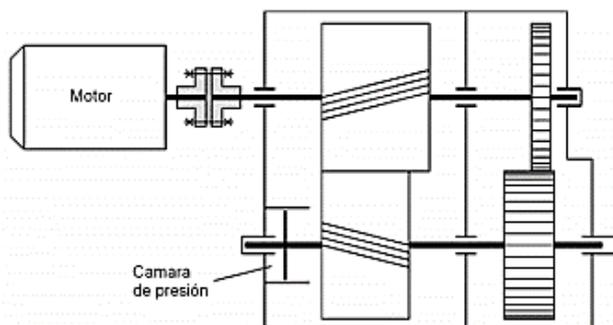


Figura 14. Máquina de ensayo de engranajes Ryder [37]

2.1.2 Máquina para el ensayo de engranajes NASA

Esta máquina de pruebas es utilizada para determinar la carga de desplazamiento de las caras que permite al momento de que cada cara entre en contacto a costa de un menor torque. A continuación, en la Tabla 4 se muestra las características de este equipo.

Tabla 4. Características de la máquina de ensayos NASA

Características	Descripción
Carga	Consta de un sistema hidráulico encargado de dar una presión de trabajo en el interior, esta presión genera un momento torsor que se transmite por todo el sistema, dicho sistema hidráulico puede alcanzar una presión máxima de hasta $690 \times 10^4 \text{ N/m}^2$ aproximadamente 1000 psi, donde se puede obtener 2 GPa en tensión de contacto con la superficie del diente.

Transmisión

Los engranajes de ensayo en esta máquina constan de un desplazamiento de las caras que permite modular la tensión de contacto deseada, permitiendo realizar 4 pruebas por cada par de engranajes [38].

Velocidad de giro

Se pueden operar el cambio de velocidades con el cambio de poleas, obteniendo velocidades de hasta 10000 rpm.

Potencia

La plataforma esta accionada por correa con un motor de 25 HP.

Ensayo

Esta máquina trabaja bajo condiciones extremas con cargas repetitivas en las cuales van aumentando progresivamente.

Usos

Se aplica esencialmente en la parte aeronáutica y espacial.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

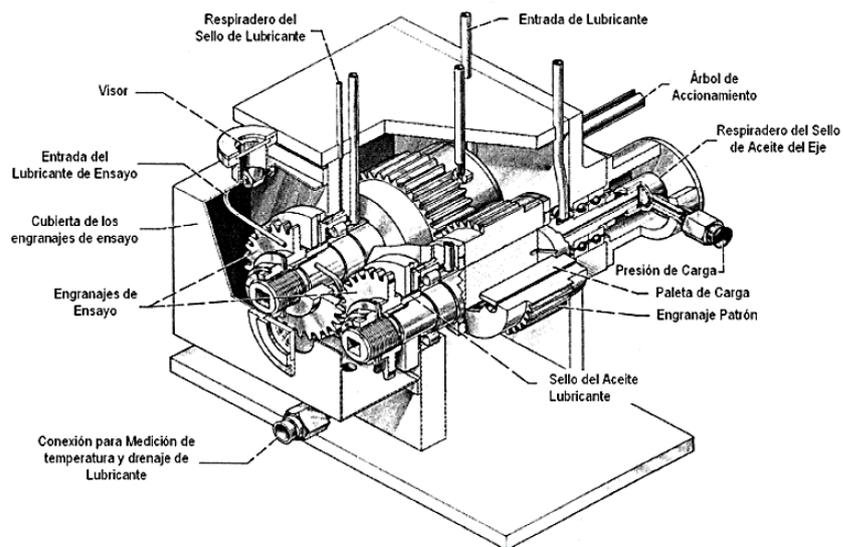


Figura 15. Máquina para ensayo de engranajes NASA [38]

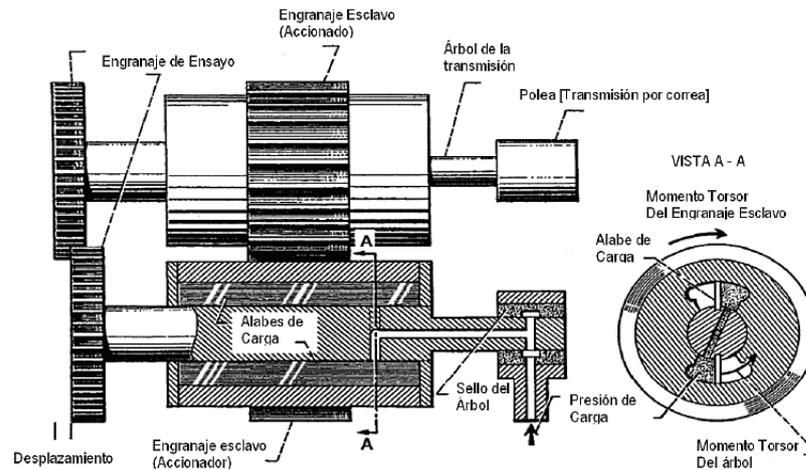


Figura 16. Desplazamiento de engranajes de pruebas en la máquina de ensayos de engranajes NASA [38]

2.1.3 Máquina de prueba de lubricación de engranajes IAE

Esta máquina de pruebas de engranajes es de fabricación inglesa, creada por el Institute of Automotive Engineers (Instituto de Ingenieros Automotrices) he ahí sus siglas en ingles IAE [39]. En la Tabla 5 se aprecia los detalles del equipo.

Tabla 5. Características de la máquina de ensayos IAE

Característica	Descripción
Carga	Se realiza a través de un brazo-palanca que es desmontable, en el que se carga distintos pesos generando un par aplicado al eje de transmisión [40]
Transmisión	Está comprendida por un cabezal de pruebas donde se encuentra los engranajes de ensayo que son de dientes rectos, además consta de una caja de engranajes de potencia que está formada de dos pares de engranajes helicoidales.
Velocidad de giro	13000 rpm
Potencia de motor	10 HP
Par Máximo	20 a 407 Nm

Ensayos	Consta de ponerla en marcha en periodos cortos de 5 minutos, con cargas crecientes, hasta generar un rayado o algún desperfecto en los engranes y los valores de carga que producen la falla serán el valor promedio de cuatro pruebas realizadas [41].
Usos	Particularmente en aplicaciones marina o aeronáuticas

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

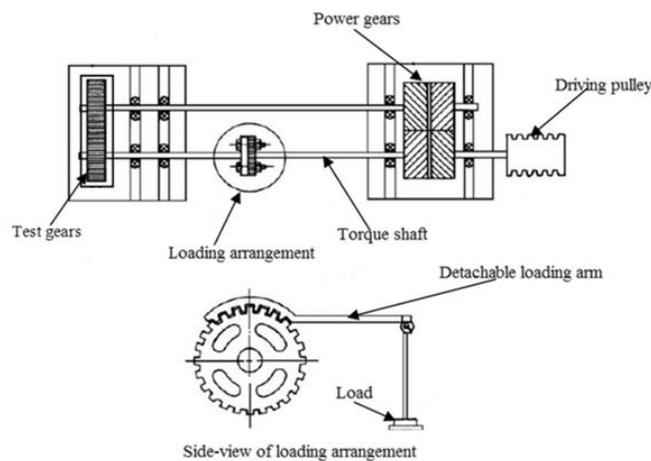


Figura 17. Diagrama esquemático de la máquina de ensayos de engranajes IAE [40]

2.1.4 Máquina para el ensayo de engranajes FZG

Este equipo fue creado en Alemania es de los más utilizados a nivel mundial para distintas pruebas de lubricantes y de ensayos de engranajes sometidos a fatiga su nombre viene dado de Forschungsstelle für Zahn-räder und Getriebbau de dónde vienen sus siglas FZG, que se traduce como equipo de prueba de investigación para engranajes y transmisiones [42]. Las demás especificaciones de muestran en Tabla 6.

Tabla 6. Características de la máquina de ensayos FZG

Característica	Descripción
Carga	Consta de un embrague de carga, que con ayuda de un brazo permite fijar distintos pesos para así a través de este acoplamiento aplicar el torque de ensayo que se trasmite a todos los engranajes.

Transmisión	Dos cajas de engranajes donde se encuentra localizados los engranes de transmisión y los engranes de ensayo, los cuales son del mismo tamaño y relación de transmisión que por lo general es de 1.5. Las cajas, esclava y de ensayos se encuentran conectadas por dos ejes que transmiten el movimiento de los engranajes de transmisión a los engranajes de prueba [43]
Velocidad de giro	1440 rpm en dos direcciones
Potencia de motor	10 HP
Par Máximo	530 Nm
Ensayos	Los laboratorios de tribología utilizan esta máquina para realizar ensayos a los lubricantes a través del aumento progresivo del torque hasta generar alguna falla en los engranajes de prueba. Para los ensayos de materiales, como por ejemplo engranajes sometidos a fatiga las pruebas pueden variar pues con la máquina se puede generar pruebas según sea la necesidad alternando distintas variables como carga, tiempo del ensayo, rpm, entre otras.
Usos	Se utiliza en ensayos de engranes rectos y helicoidales, además de pruebas en lubricantes.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 18. Máquina de ensayos FZG [44]

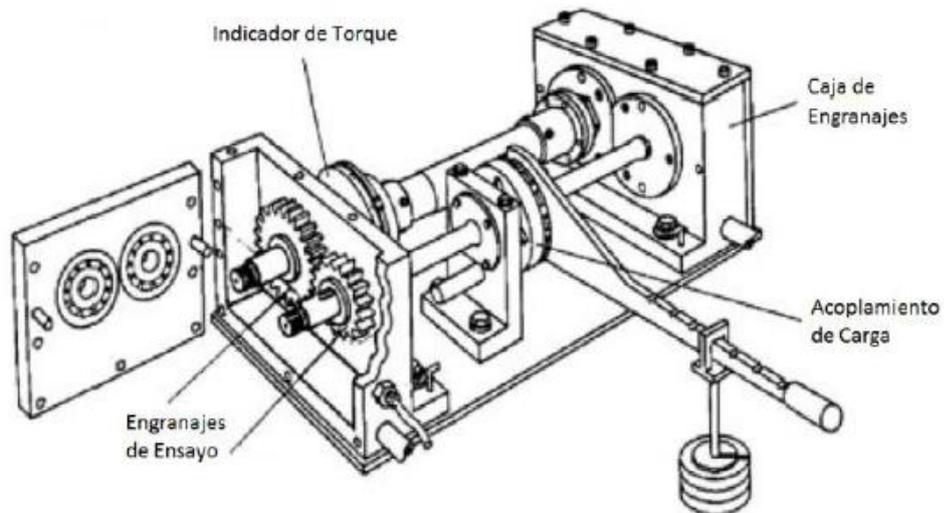


Figura 19. partes de la máquina de ensayos FZG [45]

2.2 Evaluación de Máquinas

2.2.1 Matriz de Funcionamiento

En la Tabla 7 se detalla el cumplimiento de algunas características de funcionamiento, que se consideran importantes en la selección del prototipo deseado a construir, resaltando la mejor opción mediante un puntaje.

Tabla 7. Matriz de Funcionamiento

Variable	Ryder	NASA	IAE	FZG
Revoluciones bajas				X
Cámara de Presión hidráulica	X	X		
Brazo de carga			X	X
Transmisión por poleas		X	X	
Variador de velocidades	X	X	X	X
Facilidad de acoplarse a las necesidades				X

Indicador de torque				X
Realización de pruebas en lubricantes	X	X	X	X
Total	3	4	4	6

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

2.2.2 Matriz de Costo

A continuación, se detalla el costo de cada máquina utilizada en pruebas de engranajes, como se puede observar en la Tabla 8

Tabla 8. Matriz de Costo

Variable	Ryder	NASA	IAE	FZG
Costo (USD)	Fuera del mercado	Sin Venta Al publico	20000	15000
Calificación	0	1	3	4

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

2.2.3 Matriz de construcción

En la Tabla 9 se procede a seleccionar mediante preguntas esenciales y considerando cual prototipo responde de mejor manera a estas cuestiones, se procede a dar un puntaje para determinar la mejor opción de construcción.

Tabla 9. Matriz de construcción

Criterio	Ryder	NASA	IAE	FZG
¿Es compatible con la tarea global y/o con otras?			X	X
¿Medidas de seguridad confiables?	X	X	X	X
¿Fácil de conseguir y/o fabricar?				X
¿Bajos costos de mantenimiento?	X		X	
¿Genera simplicidad en el diseño?				X
¿Facilidad de operación?	X	X	X	

¿Costos permisibles para cada operación?					X
¿Satisface el trabajo a realizar?	X	X	X	X	X
Puntos a favor	4	3	5	6	

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

2.2.4 Matriz de decisión

Mediante la evaluación de las máquinas anteriormente descritas, en la Tabla 10 se puede valorar la mejor opción, a través del grado de importancia que se le da a cada característica esencial y multiplicando con los valores anteriormente obtenidos en las tablas: Tabla 7, Tabla 8 y Tabla 9; logrando así tener el equipo que se adapte a las necesidades propuestas.

Tabla 10. Matriz de decisión

Características Esenciales	Grado de importancia	Ryder	NASA	IAE	FZG
Funcionamiento	8	24	32	32	48
Costo	6	0	6	18	24
Construcción	7	28	21	35	42
Total	-	52	59	85	114

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Respecto a la Tabla anteriormente vista la evaluación apunta a que la máquina de ensayo de engranajes FZG es la mejor opción y las más acorde a los objetivos planteados en este proyecto.

2.3 Decisión

El diseño y construcción de la máquina de ensayo de engranajes sometidos a fatiga propuesto en este proyecto, tomará como una guía esencial el modelo FZG, pues éste presta características favorables para las operaciones que se desean alcanzar, y que pueda generar un valor agregado acoplándose a la tarea global entre otras, como son los ensayos en engranes rectos, helicoidales, cónicos y adicionalmente también se podrá realizar ensayos con lubricantes, entre otros.

CAPÍTULO III

DISEÑO DE PARTES Y SELECCIÓN DE MATERIALES

En el presente capítulo se detalla los cálculos matemáticos necesarios para las diferentes dimensiones que tienen cada elemento de la máquina a construir, observando que cada una de las piezas fundamentales del prototipo cumplan con un factor de seguridad con el material escogido y al trabajo a ejercer. Se debe tomar en cuenta que el proceso matemático que se observara a continuación sigue un modelado de especificaciones técnicas para utilización de cada elemento de la máquina.

3.1 Elementos por diseñar:

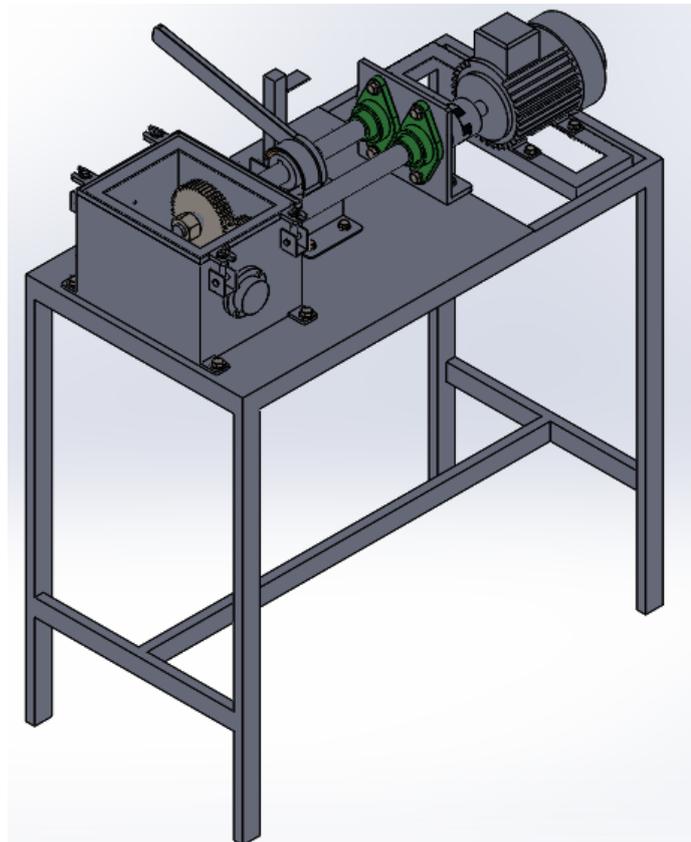


Figura 20 Máquina de ensayo de engranajes sometidos a fatiga y sus elementos.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

- a) Bastidor.
- b) Caja de engranajes.
- c) Eje conductor.

- d) Eje conducido.
- e) Motor.
- f) Freno.
- g) Piñón.
- h) Engrane.
- i) Encoder

3.2 Funcionamiento de la máquina para ensayo de engranajes rectos sometido a fatiga.

Los engranajes estarán sometidos a un torque constante, dado por el primer eje, el cual está conectado a un motor junto a un regulador de frecuencia donde, se podrá escoger las revoluciones y por ende el torque deseado para la práctica.

El torque escogido será transmitido hasta el piñón donde comenzará el ensayo de la fatiga al ponerle a contacto con el engranaje que está conectado a un segundo eje; y este tiene un freno el cual simulara un esfuerzo de frenado en el que se le ira poniendo peso para simular un contra-torque al que están generando las ruedas dentadas. Al final del eje se encontrará un sensor donde se podrá visualizar el torque de salida después del trabajo realizado por los demás componentes.

La fatiga será notoria una vez que se le ponga a funcionamiento y dependiendo de los ciclos a trabajar, comenzará a aparecer los diferentes tipos de fallos anteriormente explicados.

3.3 Selección de motor.

Para el cálculo del motor se basó en el torque que puede brindar el motor, tomando como referencia el catálogo de siemens [46], que brinda la ecuación 1 que detalla el par que puede generar el motor:

$$M = \frac{9,55 \cdot P \cdot 1000}{n} \quad (11)$$

Siendo n la velocidad nominal en rpm y P la potencia en KW

Para el prototipo propuesto se ha escogido un motor de 1 HP, donde este cumple con las características de la máquina anteriormente explicada en el capítulo de análisis y selección de alternativas.

El motor presenta 1660 RPM, los cuales se le puede regular dependiendo el torque que se necesite para el ensayo a realizar.

3.4 Diseño estático.

Se ha propuesto demostrar estos cálculos matemáticos con el valor más bajo de las RPM que la máquina podría trabajar que es de 60 [RPM], dando aproximadamente un torque de $T=120$ [N m]. Se trabajará con engranes cuyos diámetros son de 80 mm y 120 mm para el piñón y el engrane respectivamente, a la vez tendrán un ángulo de presión de 20° y en el freno se trabajará con un peso de 400 [N].

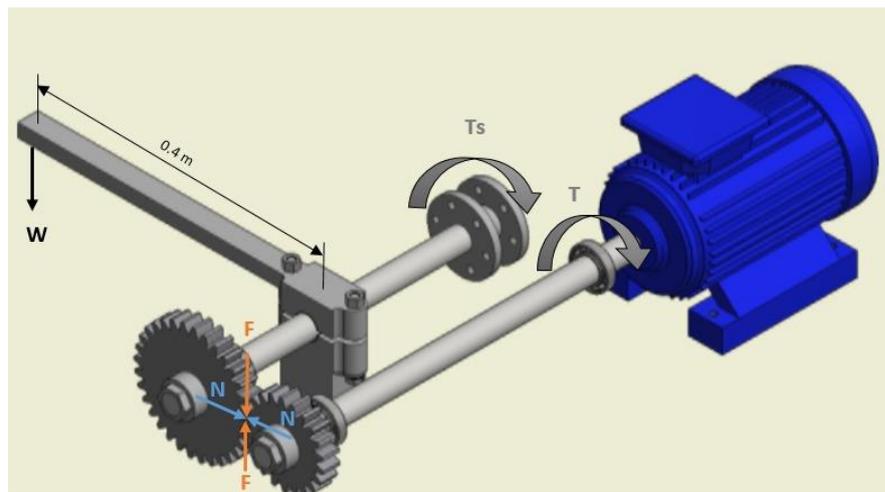


Figura 21 Diseño estático de componentes principales de la máquina.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

3.4.1 Eje 1

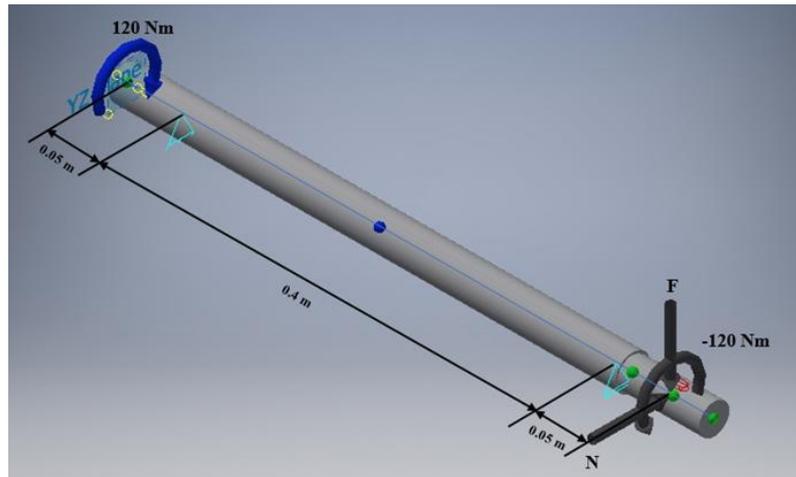


Figura 22 Eje 1 o eje conductor.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Diagramas de cuerpo libre del eje 1

Plano X – Z



Figura 23 D.C.L plano X-Z.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Plano X – Y



Figura 24 D.C.L plano X-Y.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

3.4.1.1 Reacciones y momentos en el eje 1

De acuerdo con el diagrama del cuerpo libre del eje 1, se comenzará a despejar las fórmulas para identificar las reacciones y momentos que tendría estáticamente esta pieza.

$$\sum M_x = 0 \quad (12)$$

$$-T + (0,04)F = 0$$

$$F = \frac{120}{0,04}$$

$$F = 3000[N]$$

$$N = F \cdot \tan \theta \quad (13)$$

$$N = 3000 \cdot \tan(20^\circ)$$

$$N = 1091,91[N]$$

a. Diagrama esfuerzo cortante y momento flector del plano X – Z

Con el diagrama de cuerpo libre en la Figura 25 y con ayuda del software INVENTOR se obtuvo los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector como se puede apreciar a continuación:

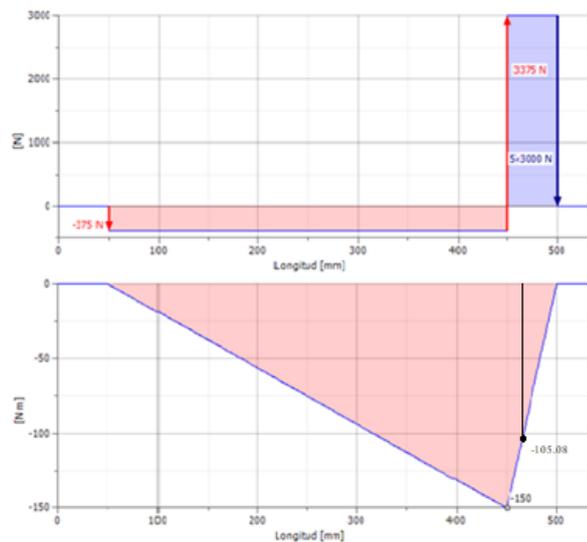


Figura 25 Diagrama esfuerzo cortante y momento flector plano X-Z en el eje 1.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

En este caso los rodamientos están representados en el diagrama como los puntos R_{BZ} y R_{CZ} , y se obtuvo los siguientes valores para las reacciones:

Tabla 11 Reacciones del eje 1 en el plano X-Z comparadas las respuestas analíticamente y con software

Reacción	Analíticamente	INVENTOR
	[N]	[N]
R_{BZ}	375	375
R_{CZ}	3375	3375

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Claramente según el diagrama del momento flector indica que el punto máximo del eje 1 se halla en el punto R_{CZ} .

b. Diagrama esfuerzo cortante y momento flector del plano X – Y

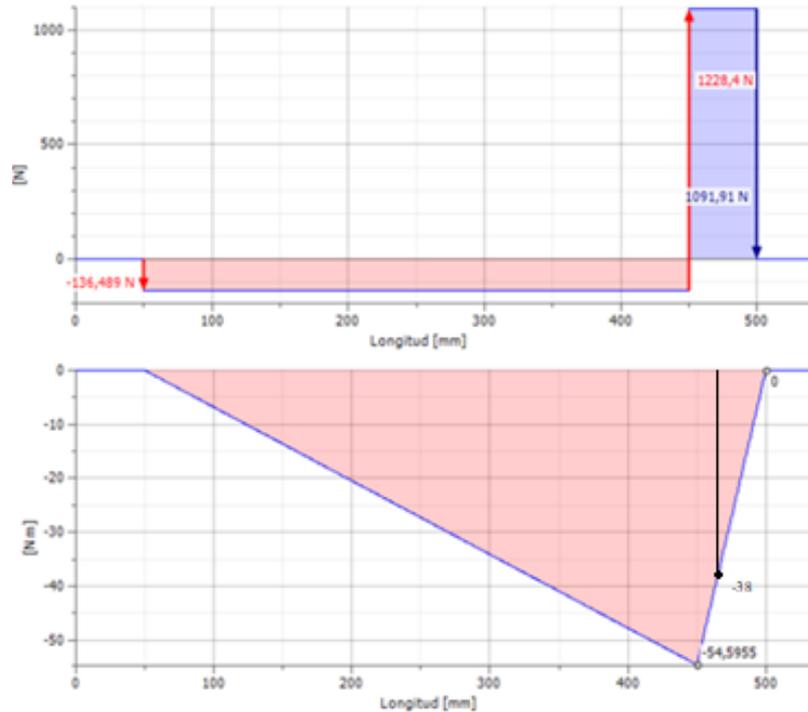


Figura 26 Diagrama esfuerzo cortante y momento flector plano X-Y en el eje 1.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Las reacciones de R_{BY} y R_{CY} se mostrará a continuación:

Tabla 12 Reacciones del eje 1 en el plano X-Y comparadas las respuestas analíticamente y con software

Reacción	Analíticamente [N]	INVENTOR [N]
R_{BY}	136,48	136,49
R_{CY}	1228,39	1228,4

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

c. Diagrama de esfuerzo a torsión del eje 1

En la Figura 27 que se muestra a continuación indica el punto más elevado del esfuerzo a torsión ubicado en el apoyo C del eje 1.

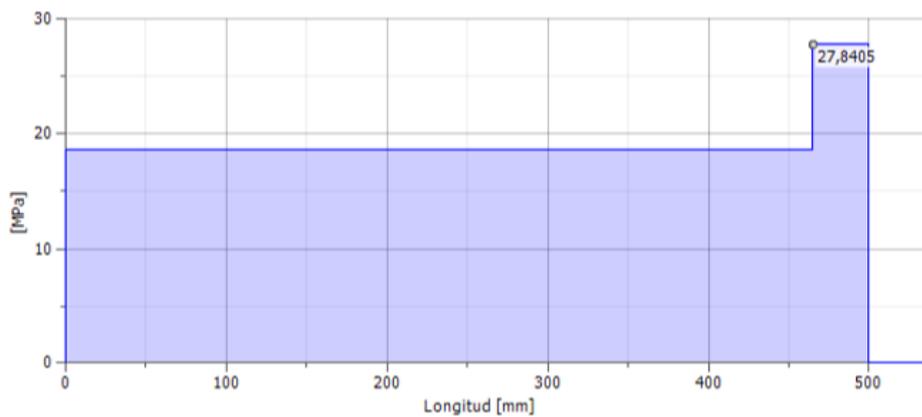


Figura 27 Diagrama de torsión máxima del eje 1.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

3.4.2 Eje 2

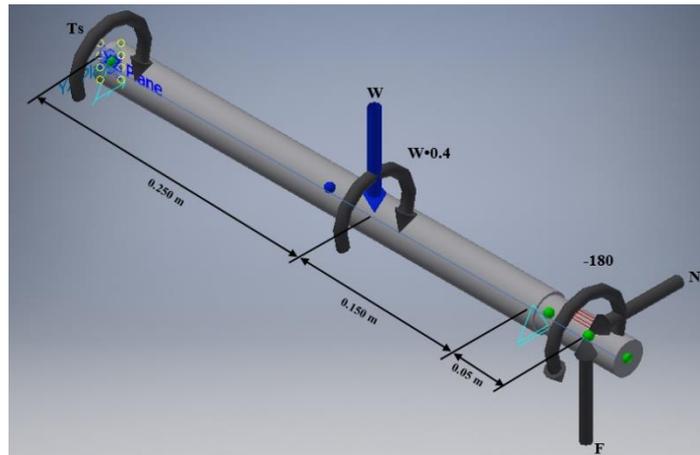


Figura 28 Eje 2 o eje conducido.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

Diagramas de cuerpo libre del eje 2

Plano X – Z

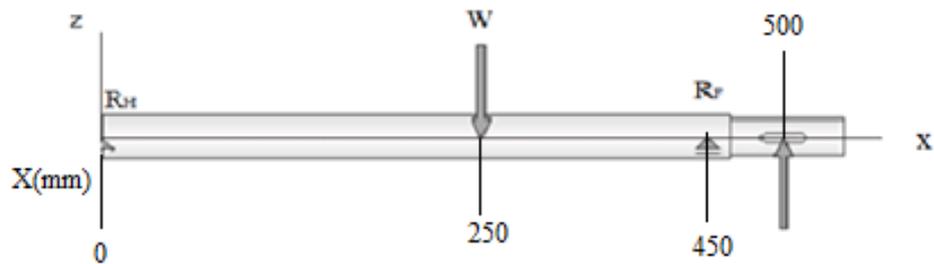


Figura 29 D.C.L plano X-Z.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

Plano X – Y



Figura 30 D.C.L plano X-Y.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

3.4.2.1 Reacciones y momentos en el eje 2

a. Plano X-Z con diagrama esfuerzo cortante y momento flector

Con el diagrama de cuerpo libre en la Figura 31 y con ayuda del software se obtuvo los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector como se puede apreciar a continuación:

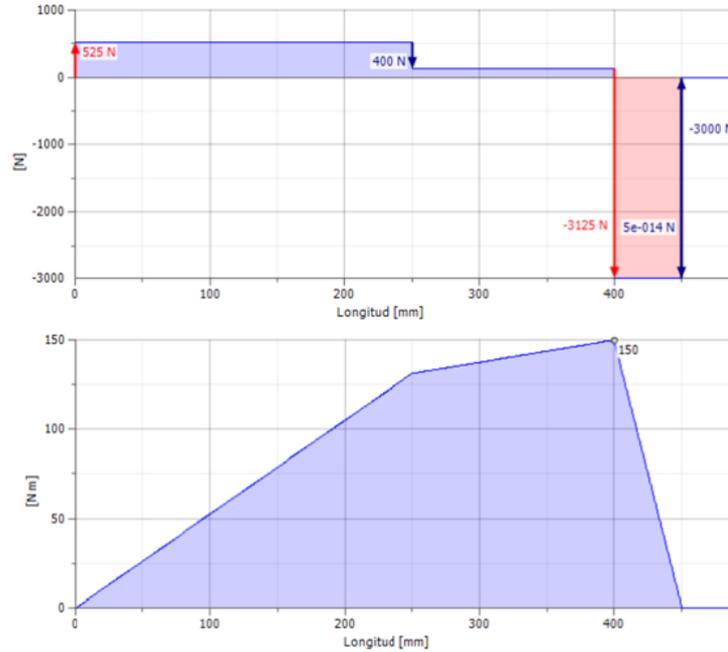


Figura 31 Diagrama esfuerzo cortante y momento flector plano X-Z en el eje 2.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Donde las reacciones R_{FZ} y R_{HZ} son apoyos donde están ubicado los rodamientos y a continuación sus valores:

Tabla 13 Reacciones del eje 2 en el plano X-Z comparadas las respuestas analíticamente y con software

Reacción	Analíticamente	INVENTOR
	[N]	[N]
R_{FZ}	3124,99	3125
R_{HZ}	524,98	525

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se identifica que el punto máximo del eje 2 se encuentra en la reacción R_{FZ} .

b. Plano X-Y con diagrama esfuerzo cortante y momento flector

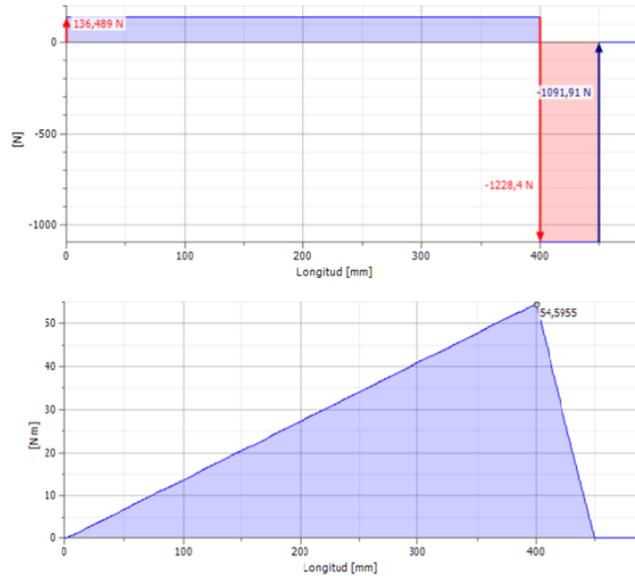


Figura 32 Diagrama esfuerzo cortante y momento flector plano X-Y en el eje 2.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

Las reacciones de R_{FY} y R_{HY} se mostrará a continuación:

Tabla 14 Reacciones del eje 1 en el plano X-Y comparadas las respuestas analíticamente y con software

Reacción	Analíticamente	INVENTOR
	[N]	[N]
R_{FY}	1228,39	1228,4
R_{HY}	136,48	136,49

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

c. Diagrama de torsión máxima del eje 2

En la Figura 33 que se muestra a continuación el punto más elevado de la torsión es en el apoyo C del eje 2.

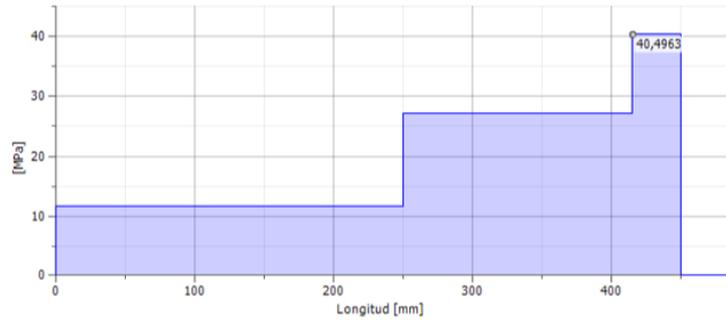


Figura 33 Diagrama de torsión máxima del eje 2.
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

3.4.2.2 Momento resultante en el Eje 2

$$\left(\overset{-}{+}\right) \sum M_H = 0 \quad (14)$$

$$T_S = (0,4) \cdot W - (0,06) \cdot F$$

$$T_S = -20 [N \cdot m]$$

3.4.3 Selección del Factor de seguridad para los ejes

Para el factor de seguridad, está basado según la Tabla 15 para selección de un factor de seguridad dependiendo del material escogido y el trabajo de la máquina a construir.

Tabla 15 Selección orientativa de factores de seguridad, para materiales dúctiles

[47]

Selección orientativa de factores de seguridad, para materiales dúctiles		
Información disponible	Fiabilidad de los datos que se disponen	Factor
Ensayos de materiales	El material de diseño ha sido probado en condiciones similares.	A=1,3
	Características mecánicas de probetas del material ensayado.	A=2
	Datos fiables de tablas y catálogos genéricos de materiales.	A=3
	Datos poco fiables de los cuales no sabemos su procedencia.	A>5
Condiciones de contorno de utilización de material	Idénticas condiciones a las del material ensayado.	B=1,3
	La pieza diseñada funcionará en un entorno aislado.	B=2
	Entorno de utilización moderadamente agresivo.	B=3
	Entorno de utilización muy agresivo.	B>5
Procedimiento de diseño y modelado analítico utilizados	Han sido probados científicamente mediante experimentos.	C=1,3
	Representan las condiciones de funcionamiento con precisión.	C=2
	Representan las condiciones de funcionamiento aproximadamente.	C=3
	Representan las condiciones de funcionamiento con poca precisión.	C>5

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

Por lo tanto, mediante el trabajo que realizará la máquina se llegó a que la opción que dará más fiabilidad al proyecto es la de Procedimiento de diseño y modelado analítico utilizados [47], con el Factor de seguridad $C=3$, el cual representarían las condiciones de funcionamiento aproximadamente, debido a que el prototipo será puesto a diferentes pruebas esperando la mayor precisión posible.

3.4.4 Teoría de energía de distorsión - Von Mises

Para poder determinar los diámetros que deberían llevar los ejes para poder soportar los diferentes esfuerzos con el factor de seguridad que es igual a 3 según lo hablado en el literal anterior se procede a la demostración de los cálculos respectivos.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (15)$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo flexionante.

τ_{xy} = Esfuerzo a torsión.

3.4.4.1 Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (16)$$

siendo:

n = factor de seguridad.

S_y = Resistencia a la fluencia.

σ' = Energía de distorsión.

3.4.4.2 Esfuerzo flexionante

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \quad (17)$$

En el cual el M_{\max} es el momento máximo que soportan los ejes y d es el diámetro del eje.

3.4.4.3 Esfuerzo a torsión

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (18)$$

donde:

T= torque del eje.

d= diámetro del eje.

Se despeja la ecuación 16, se obtiene que:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (19)$$

Entonces para poder determinar el diámetro necesario se llamará a la ecuación 15 de la energía de distorsión y se procederá a su despeje:

$$\begin{aligned} \sigma' &= \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \\ \frac{S_y}{n} &= \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \\ d &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot n}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{4 \cdot M_{\max}^2 + 3 \cdot T^2}} \end{aligned}$$

$$d = 27 [mm]$$

Y para el eje 2 el cálculo a continuación:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot n}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{4 \cdot M_{\max}^2 + 3 \cdot T^2}}$$

$$d = 28 [mm]$$

Se escogerá para los dos ejes un diámetro de 35 mm por razones de economizar, debido a que el costo de mecanizado sería el mínimo para llegar a la medida de 28 mm, además aumentara el factor de seguridad para el trabajo a realizar, lo cual se va a demostrar continuación:

a. Para el eje 1

Se comenzará con la ecuación 17 del esfuerzo flexionante:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot (159,63N \cdot m)}{\pi \cdot (0.032m)^3}$$

$$\sigma_x = 49,62[Mpa]$$

El siguiente paso es obtener el valor del esfuerzo a torsión con la ecuación 18:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot (120N \cdot m)}{\pi \cdot (0.032m)^3}$$

$$\tau_{xy} = 18,65[Mpa]$$

se procede al esfuerzo de Von Mises con la ecuación 15:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = 59,21[Mpa]$$

por último, con la ecuación 16 se verificará el nuevo factor de seguridad que se obtendrá con el diámetro de 32 mm:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 5,24$$

b. Para el eje 2

Se comenzará con la ecuación 17 del esfuerzo flexionante:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_x = 49,62[Mpa]$$

el siguiente paso es obtener el valor del esfuerzo a torsión con la ecuación 18:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot (r_{engrane} \cdot F)}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_{xy} = 27,98 [Mpa]$$

se prosigue al esfuerzo de Von Mises con la ecuación 15:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma' = 69,36 [Mpa]$$

por último, con la ecuación 16 se verificará el nuevo factor de seguridad que se obtendrá con el diámetro de 32 mm:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = 4,47$$

Por lo tanto, al aumentar el diámetro del eje conviene por la razón que aumenta los factores de seguridad de los ejes dando mayor confiabilidad para su uso.

3.5 Selección del material para los ejes

Para el trabajo a realizar se ha escogido el acero AISI 1045, por cuestión que el material es comercial a nivel nacional, también tiene bajo costo y lo más importante es que las propiedades que presenta son las más adecuadas para lo que va a soportar con el prototipo a realizar.

Obteniendo con el acero ANSI 1045 los siguientes datos para facilidad de los cálculos:

3.5.1 Propiedades mecánicas del material según Shigley:

$$S_{ut} = 570 [MPa] = 82 [Kpsi]$$

$$S_y = 310[MPa] = 45[Kpsi]$$

3.6 Diseño dinámico

3.6.1 Diseño dinámico eje 1

3.6.1.1 Límite a la fatiga

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e' \quad (20)$$

Donde:

S_e = límite a la fatiga.

k_a = factor modificación de la condición superficial.

k_b = factor modificación del tamaño.

k_c = factor modificación de carga.

k_d = factor de modificación de la temperatura.

k_e = factor de confiabilidad.

S_e' = límite a la resistencia a la fatiga.

3.6.1.2 Límite a la resistencia a la fatiga

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} \quad (21)$$

$$S_e' = 0,5 \cdot 570 Mpa$$

$$S_e' = 285 [Mpa]$$

3.6.1.3 Factor modificación de la condición superficial (k_a)

Este factor depende el acabado superficial, como se puede observar en la Tabla 2 los diferentes tipos de acabados:

$$k_a = a \cdot Sut^b \quad (22)$$

Tabla 16 Factor de modificación de la condición superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Kpsi	Mpa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frio	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Para la elección de los factores a y b, se asumirá que el material a emplear esta previamente mecanizado, a continuación, remplazando los factores:

$$k_a = 4,51 \cdot (570)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,84$$

3.6.1.4 Factor modificación del tamaño (k_b)

Con el diámetro seleccionado se procede a escoger la ecuación, que se puede ver en la Figura 34.

$$\left[\begin{array}{ll} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/762)^{-0,107} = 1,24 d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51 d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Figura 34 Factor modificación del tamaño.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

El diámetro que se escogió es de 32 mm por lo tanto corresponde a la Ecuación 23 que se mostrara a continuación:

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} \quad (23)$$

$$k_b = 1,24 \cdot (32)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,86$$

3.6.1.5 Factor modificación de carga (k_c)

El factor de modificación de carga depende de las cargas existentes en el eje estudiado, estas pueden ser, axiales, flexión y de torsión. En este caso para carga torsional es igual a 1.

$$k_c = 1 \tag{24}$$

3.6.1.6 Factor de modificación de la temperatura (k_d)

Este factor se escoge dependiendo de la temperatura en la cual el eje va a trabajar.

$$k_d = \begin{cases} 1 & T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (840 }^\circ\text{F)} \\ 1 - 5,8(10)^{-3}(T - 450) & 450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \\ 1 - 3,2(10)^{-3}(T - 840) & 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \end{cases}$$

Figura 35 Factor de modificación de la temperatura

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

La máquina trabajara a una temperatura menor que 450 °C por ende es igual a 1.

$$k_d = 1 \tag{25}$$

3.6.1.7 Factor de confiabilidad del 95 % (k_e)

Tabla 17 Factor de confiabilidad

Confiabilidad (%)	Variación de transformación (Zn)	Factor de confiabilidad (k_e)
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753

99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

Se obtiene 0,868 con un factor de confiabilidad del 95 %.

$$k_e = 0,868 \quad (26)$$

Se prosigue a llamar a la ecuación 20, por razón que ya se ha despejado cada uno de los factores que complementan para su cálculo.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e'$$

$$S_e = 0,84 \cdot 0,86 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot (285)$$

$$S_e = 178,70 [Mpa]$$

3.6.1.8 Factor de concentrador de esfuerzos cambio de sección (k_f)

$$k_f = 1 + q_s \cdot (k_{ts} - 1) \quad (27)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{32}{28} = 1,14$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{28} = 0,036$$

Con los valores obtenidos a continuación podremos determinar el factor k_{ts} el cual es el factor de modificación por efectos varios conseguido de la Figura 11.

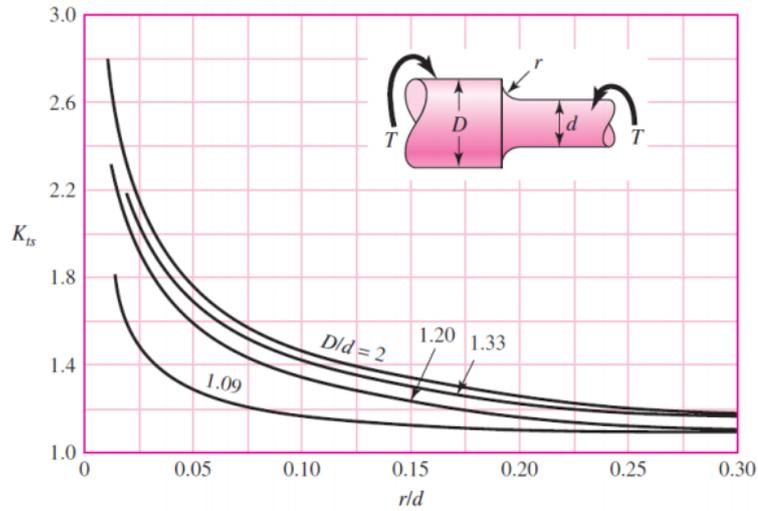


Figura 36 Eje sometido a torsión [48].

$$k_{fs} = 1,55 \quad (28)$$

3.6.1.9 Factor de sensibilidad (q)

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (29)$$

$$\sqrt{a} = 0,190 - 2,51 \cdot (10^{-3}) Sut + 1,35 \cdot (10^{-5}) Sut^2 - 2,67 \cdot (10^{-8}) Sut^3 \quad (30)$$

$$\sqrt{a} = 0,304 \left[\sqrt{mm} \right]$$

entonces con el despeje de la Ecuación (30) y la Ecuación (29) se obtiene:

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{0,304 \sqrt{mm}}{\sqrt{1mm}}}$$

$$q_s = 0,77$$

Ahora bien, se puede determinar el factor k_f con la ecuación 27:

$$k_f = 1 + q_s \cdot (k_{ts} - 1)$$

$$k_f = 1,42$$

3.6.1.10 Criterio de Goodman

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{n} \quad (31)$$

Teniendo en cuenta que el torque de la máquina con la que va a trabajar es constante, indicaría que $\tau_{xya} = 0$.

También el esfuerzo de flexión es variable e invertido, por esa razón el esfuerzo medio de flexión es igual a cero $\sigma_m = 0$.

Se debe tomar en cuenta que al ser un torque continuo $\sigma_a = \sigma_{inv}$.

Donde:

$$\sigma_{inv} = k_f \cdot \frac{M_c' \cdot 32}{\pi \cdot d^3} \quad (32)$$

se debe tener en cuenta que el M_c' es el valor total del momento en el punto de cambio de sección C, en otras palabras, con ayuda de la Figura 25 y Figura 26, la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados da el valor de $M_c' = 111,74[\text{N.m}]$ con este valor se prosigue a:

$$\sigma_{inv} = 1,42 \cdot \frac{111,74 \cdot 32}{\pi \cdot (0,028)^3}$$

$$\sigma_{inv} = 73,62[\text{Mpa}]$$

Con el valor obtenido se despeja en la ecuación 32

$$\frac{\sigma_a}{Se} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{73,62}{237,98} = \frac{1}{n}$$

$$n = 3,23$$

Entonces con el resultado de $n=3,23$ para el factor de seguridad del eje 1 en el punto que se lo cree que es el más crítico por cuestión del cambio de sección, da seguridad por la razón de que es mayor a lo indicado anteriormente según el literal 3.4.3.

3.6.1.11 Concentrador de esfuerzos (Chaveta)

El punto donde se encuentra la chaveta, como se puede observar la Figura 22 el momento flector es igual a cero por lo que el esfuerzo a flexión vendría a ser cero, por ende, solo se obtiene un esfuerzo torsor τ_{xya} , teniendo en cuenta que el diámetro del eje donde está ubicado la chaveta es de 28 mm.

$$F_a = \frac{T_a}{r}$$

$$F_a = \frac{120}{0,014}$$

$$F_a = 8571,43[N]$$

3.6.1.12 Esfuerzo cortante a torsión de la chaveta

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{cortante}} \quad (36)$$

$$\tau_a = \frac{F_a}{L \cdot ancho}$$

$$\tau_a = \frac{F_a}{L \cdot \frac{d}{4}}$$

3.6.1.13 Esfuerzo alterno

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3 \cdot \tau_{xya}^2} \quad (37)$$

$$\sigma_a = \sqrt{3 \cdot \left(\frac{F_a}{L \cdot ancho} \right)^2}$$

$$\sigma_a = \frac{F_a \cdot \sqrt{3}}{L \cdot ancho}$$

3.6.1.14 Límite de resistencia de la chaveta

Acotando con lo anteriormente indicado con las tablas se procede a llamar a las ecuaciones y dando los valores correspondientes:

Se comenzará con la Ecuación 20:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e$$

Donde:

$$k_a = 0,84$$

$$k_b = 1,24 \cdot (28)^{-0,107}, \quad k_b = 0,87$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0,814$$

$$k_f = 1,3$$

entonces remplazando los valores en la ecuación mostrada queda:

$$S_e = 0,84 \cdot 0,87 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1,3 \cdot 285$$

$$S_e = 220,40 [Mpa]$$

3.6.1.15 Factor de seguridad de la chaveta

Para el factor de seguridad se le calculara con un valor igual a 3.

$$N = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (38)$$

$$N = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{Se}}$$

$$3 = \frac{Se}{\sigma_a}$$

$$3 = \frac{220,40[Mpa]}{\frac{Fa \cdot \sqrt{3}}{L \cdot ancho}}$$

$$3 = \frac{220,40Mpa \cdot L \cdot \frac{0,028}{4} m}{8571,43N \cdot \sqrt{3}}$$

$$L = 0,0288m$$

$$L \approx 30mm$$

3.6.2 Diseño dinámico eje 2

3.6.2.1 Limite a la fatiga

Se evitará poner las tablas anteriormente indicadas pues se demostró todo lo necesario en el eje 1, tomando en cuenta que los mismos diámetros, y otras modificaciones para el eje 2 son similares, en el caso que sea contrario se indicara en la ecuación.

Se comenzará con la ecuación 20:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e$$

Donde:

$$k_a = 0,84$$

$$k_b = 1,24 \cdot (32)^{-0,107}, k_b = 0,86$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0,814$$

$$k_f = 1,42$$

entonces:

$$S_e = 237,98[Mpa]$$

como siguiente paso se sacará el esfuerzo inverso:

$$\sigma_{inv} = 73,62[Mpa]$$

entonces se prosigue a determinar la vida infinita:

$$h = 6,65 \times 10^{10}$$

Como se puede observar los valores son muy similares a los del eje 1, pues se ha escogido las mismas dimensiones para facilitar su proceso y construcción, aparte abaratar costos, entre otras.

3.6.2.2 Concentrador de esfuerzos (Chaveta)

En este caso del eje dos los valores son idénticos el único que cambia es el torque que por razón del radio del engrane el cual nos da $T_b=180$ [N.m].

Entonces:

$$F_a = \frac{T_b}{r}$$

$$F_a = \frac{180}{0,014}$$

$$F_a = 12857,14[N]$$

Se procede con la ecuación despejada de la longitud, teniendo en cuenta que en este caso el factor de seguridad es igual a 2, por razón que la chaveta es más conocido como el fusible de máquina, es por esta razón el siguiente valor:

$$L = \frac{2 \cdot 12857,14 \cdot \sqrt{3}}{220,4 \cdot 10^6 \cdot 0,007}$$

$$L = 0,0288m$$

$$L \approx 30mm$$

3.7 Selección de rodamientos

En esta selección de rodamientos se tomará en cuenta las revoluciones máximas que puede llegar la máquina el cual es $N=1660$ [rev/min], las horas máximas a la que se pretende trabajar la máquina sin paro es 96 horas, el factor de aplicación es igual a 1 y las cargas equivalentes de las reacciones anteriormente calculadas en el diseño estático.

$$C = (XF_r + YF_a) \cdot \left| \frac{60 \cdot N \cdot L}{10^6} \right|^P \quad (36)$$

siendo:

C= capacidad de carga básica.

X y Y= Factor de aplicación.

Fr= fuerza radial.

Fa= fuerza axial.

N= número de revoluciones.

L= horas sometidos a trabajar.

P= exponente de carga-vida.

a. Rodamiento en B

$$F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{(136,49)^2 + (375)^2}$$

$$F_{rB} = 399,07 [N]$$

Para obtener la capacidad de carga básica reemplazamos en la ecuación 36:

$$C_B = (1 \cdot 399,07 N) \cdot \left| \frac{(60 \text{ min/hr}) \cdot (1660 \text{ rev/min}) \cdot (96 \text{ hr})}{10^6 \text{ rev}} \right|^{1/3}$$

$$C_B = 0,847 [KN]$$

A continuación, en la Tabla 18 se presenta los valores de fuerza radial y capacidad de carga obtenidos mediante el procedimiento anteriormente descrito, para los demás rodamientos.

Tabla 18 Resultados de fuerza radial y capacidad de carga de los rodamientos

	Fuerza radial [N]	Capacidad de carga básica [KN]
Rodamiento en B	399,07	0,847
Rodamiento en D	3591,6	7,623
Rodamiento en F	3357,77	7,127
Rodamiento en H	592,45	1,257

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Por lo tanto, para selección de los rodamientos se basara en el que tenga mayor capacidad de carga básica, en este caso es el rodamiento C el cual su valor es de 7,623 [KN], con este dato se ingresa a las tablas de Rodamiento SKF [49], y teniendo en cuenta un diámetro interior de 32 mm por el eje, la tabla nos da como resultado que el rodamiento indicado es el **6006/32-2RS1/VB005**.

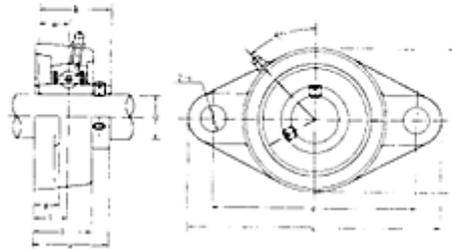
3.7.1 Selección de chumacera

Con los datos obtenidos del rodamiento C anteriormente mencionado se procede a la selección de chumaceras que se ocuparan para para la transmisión de movimiento del motor y finaliza con el sensor de torque. Como dato necesario para la selección de la chumacera el peso por soportar debido a los ejes es de 1,05 kg.

Mediante el catálogo FBJ [50], la cual es una marca que se puede conseguir en el mercado de la ciudad de Quito – Ecuador, se prosigue a la selección de la chumacera apta para el tipo de trabajo a realizar.

FBJ
FBJ PILLOW BLOCKS
UCFL 2 (normal-duty)

Flange Unit (oval)



Unit No.	Dimensions											Bolt Size	Bearing No.	Housing No.	Weight (kg)
	d	a	e	i	g	l	S	b	z	B	n				
* UCFL 201	12	113	90	15	11	25.5	12	60	33.3	31	12.7	M10	UC 201	FL204	0.45
* UCFL 201-8	3/8	4-7/16	3-3/16	11/32	7/16	1	11/32	2-3/8	1-3/16	1.2205	0.500	3/8	UC 201-8		0.44
* UCFL 202	15	113	90	15	11	25.5	12	60	33.3	31	12.7	M10	UC 202	FL204	0.44
* UCFL 202-9	5/8	4-7/16	3-3/16	11/32	7/16	1	11/32	2-3/8	1-3/16	1.2205	0.500	5/8	UC 202-9		0.44
* UCFL 202-10	3/8	4-7/16	3-3/16	11/32	7/16	1	11/32	2-3/8	1-3/16	1.2205	0.500	3/8	UC 202-10	0.44	
* UCFL 203	17	113	90	15	11	25.5	12	60	33.3	31	12.7	M10	UC 203	FL204	0.43
* UCFL 203-11	1 1/16	4-7/16	3-3/16	11/32	7/16	1	11/32	2-3/8	1-3/16	1.2205	0.500	3/8	UC 203-11		0.42
* UCFL 204	20	113	90	15	11	25.5	12	60	33.3	31	12.7	M10	UC 204	FL204	0.41
* UCFL 204-12	3/4	4-7/16	3-3/16	11/32	7/16	1	11/32	2-3/8	1-3/16	1.2205	0.500	3/8	UC 204-12		0.41
* UCFL 205	25	130	99	16	13	27	16	68	35.8	34.1	14.3	M14	UC 205	FL205	0.58
* UCFL 205-13	1 1/16	5-1/8	3-7/16	5/8	1/2	1-1/16	5/8	2-1/16	1-13/32	1.3425	0.563	1/2	UC 205-13		0.62
* UCFL 205-14	7/8	5-1/8	3-7/16	5/8	1/2	1-1/16	5/8	2-1/16	1-13/32	1.3425	0.563	1/2	UC 205-14		0.61
* UCFL 205-15	1 1/16	5-1/8	3-7/16	5/8	1/2	1-1/16	5/8	2-1/16	1-13/32	1.3425	0.563	1/2	UC 205-15		0.59
* UCFL 205-16	1	5-1/8	3-7/16	5/8	1/2	1-1/16	5/8	2-1/16	1-13/32	1.3425	0.563	1/2	UC 205-16		0.58
* UCFL 206	30	148	117	18	13	31	16	80	40.2	38.1	15.9	M14	UC 206	FL206	0.86
* UCFL 206-17	1-1/16	5-7/8	4-3/16	7/8	1/2	1-7/32	5/8	3-3/32	1-7/16	1.5000	0.625	1/2	UC 206-17		0.89
* UCFL 206-18	1-1/16	5-7/8	4-3/16	7/8	1/2	1-7/32	5/8	3-3/32	1-7/16	1.5000	0.625	1/2	UC 206-18		0.88
* UCFL 206-19	1-1/16	5-7/8	4-3/16	7/8	1/2	1-7/32	5/8	3-3/32	1-7/16	1.5000	0.625	1/2	UC 206-19		0.86
* UCFL 206-20	1-1/16	5-7/8	4-3/16	7/8	1/2	1-7/32	5/8	3-3/32	1-7/16	1.5000	0.625	1/2	UC 206-20		0.85
* UCFL 207	35	161	130	19	14	34	16	90	44.4	42.9	17.5	M14	UC 207	FL207	1.08
* UCFL 207-20	1-3/8	6-1/16	5-1/8	3/4	1 1/16	1-11/32	5/8	3-3/16	1-3/4	1.6890	0.669	1/2	UC 207-20		1.14
* UCFL 207-21	1-1/16	6-1/16	5-1/8	3/4	1 1/16	1-11/32	5/8	3-3/16	1-3/4	1.6890	0.669	1/2	UC 207-21		1.11
* UCFL 207-22	1-3/8	6-1/16	5-1/8	3/4	1 1/16	1-11/32	5/8	3-3/16	1-3/4	1.6890	0.669	1/2	UC 207-22		1.08
* UCFL 207-23	1-7/16	6-1/16	5-1/8	3/4	1 1/16	1-11/32	5/8	3-3/16	1-3/4	1.6890	0.669	1/2	UC 207-23		1.05

Figura 37 Selección de chumacera con el catálogo FBJ [50]

Con ayuda de la Figura 37 se puede localizar que la chumacera apta para el trabajo requerido es **FBJ – FL207**, el cual tiene un diámetro de 32 [mm] o 1 ¼ [plg].

3.8 Diseño de engranajes

3.8.1 Cálculo de engranajes

Con lo anteriormente mencionado en sección 3.4 se trabajará con engranajes AISI 5115 con diámetros primitivos de 80 mm para el piñón y 120 mm para el engrane con un módulo de 2.5 a continuación en la Tabla 9 se procederá al cálculo de las demás partes que tienen los engranajes.

- Diámetro exterior (de): Es a la circunferencia externa del engranaje.
- Diámetro primitivo (dw): Es la circunferencia donde engranan los dientes del piñón y el engrane, además se considera que donde existe el mayor contacto y por ende donde se aloja los esfuerzos.
- Diámetro interior (di): Es la circunferencia interior donde terminan los dientes.
- Modulo (m): es la relación que existe entre diámetro primitivo (dw) y el número de dientes
- Dientes (Z): Son los responsables de llevar la fuerza de empuje y así transmitir la potencia del eje conductor al eje conducido.
- Paso circular (p): Es la longitud del arco del diámetro primitivo, desde un punto en el diente, a un punto similar de un diente siguiente.
- Addendum (adendum): Es la distancia que existe entre la circunferencia exterior y la primitiva.
- Dedendum (dendum): Es la distancia entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.
- Altura del diente (h): es la sumatoria del adendum y el dendum
- Inter eje (Ieje): es la distancia que existe entre los ejes del piñón y el engrane.

Tabla 19 Partes de piñón y engrane

Partes	Formula	Piñón	Engrane
Modulo	$m = \frac{dw}{Z}$ (37)	2.5 mm	2.5 mm
Diámetro primitivo	$dw = m \cdot z$ (38)	80 mm	120 mm
Número de Dientes	$Z = \frac{dw}{m}$ (39)	32	48
Diámetro exterior	$de = dw + 2 \cdot m$ (40)	85 mm	125 mm
Diámetro interior	$di = m(Z - 2.5)$ (41)	73.75 mm	113.75 mm
Addendum	$adendum = de - dw$ (42)	5 mm	5 mm
Dedendum	$dedendum = dw - di$ (43)	6.25 mm	6.25 mm
Altura del diente	$h = adendum + dedendum$ (44)	11.25 mm	11.25 mm
Paso Circular	$p = \pi \cdot m$ (45)	7.854 mm	7.854 mm

Inter eje	$I_{eje} = \frac{dw + Dw}{2} \quad (46)$	100 mm
-----------	--	--------

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

3.8.2 Tensión de contacto del piñón.

Para el análisis a tensión de contacto superficial o resistencia a la picadura en los dientes del piñón seleccionado, se procede a utilizar lo visto en el capítulo 1 y para el cálculo de esfuerzo de la tensión por contacto se utiliza la ecuación (1)

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} \cdot b} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (1)$$

3.8.2.1 Coeficiente elástico del piñón

En la ecuación (4) se determina el coeficiente elástico, para lo cual se necesita el coeficiente de Poisson del piñón y la rueda que para el acero AISI 5115 es igual a 0.3.

El módulo de elasticidad tanto para el piñón y la rueda es de $206.8 \left[\frac{KN}{mm^2} \right]$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]}} \quad (4)$$

$$Z_E = 190,18 \left[\frac{N}{mm^2} \right]^{0.5}$$

3.8.2.2 Fuerza tangencial

Por lo visto en la ecuación 12 la fuerza tangencial obtenida en el piñón:

$$F_t = \frac{T [N \cdot m]}{r [m]}$$

$$F_t = 3000 [N \cdot m]$$

3.8.2.3 Factor de sobrecarga de piñón

Basándose en la Tabla 1, se considerará una fuente de energía uniforme que tendrá una carga en la máquina impulsada de choque moderado, pues se considera que los engranajes no estarán sometidos a cargas de impacto muy alto.

$$K_o = 1.5$$

3.8.2.4 Factor dinámico de piñón

Con la Ecuación (6) se puede obtener velocidad en el punto del diámetro primitivo que se utiliza para calcular el factor dinámico K_v .

$$v_t = \frac{\pi \omega_1 d_{w1}}{60000} \quad (6)$$

$$v_t = \frac{\pi \cdot 60 \left[\frac{rev}{min} \right] \cdot 80 [mm]}{60000}$$

$$v_t = 0,251 \left[\frac{m}{s} \right] = 49,4 \left[\frac{pie}{min} \right]$$

Con el valor de v_t obtenido se procede a la Figura 10, en el caso de análisis se utilizará la curva C que se describe por la ecuación (47) que es de precisión y son para engranes mecanizados - rectificadas obteniendo un valor K_v de 1.

$$K_v = \frac{50 + \sqrt{v_t}}{50} \quad (47)$$

$$K_v = 1,1$$

3.8.2.5 Factor de geometría por picadura de piñón

Utilizando la Ecuación (8) se adquiere el factor geométrico por picadura y como datos se sabe, que el ángulo de presión es de 20° y se tiene una relación de velocidades de 1.5 de engranajes rectos externos.

$$Z_t = \frac{\text{sen} \alpha \cdot \cos \alpha}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{i}{i \pm 1} \quad (8)$$

$$Z_I = \frac{\sin(20) \cdot \cos(20)}{2 \cdot 1} \cdot \frac{1.5}{1.5+1}$$

$$Z_I = 0,0964$$

3.8.2.6 Factor de condición superficial del piñón

Se considera un piñón de fabricación convencional y que tienen condiciones de superficie adecuadas, por lo que su valor de factor de condición superficial es igual a 1.

$$Z_R = 1$$

3.8.2.7 Factor de Tamaño del piñón

Al no ser un piñón que tenga cualidades especiales según AGMA el valor del factor de tamaño es igual a 1

$$K_s = 1$$

3.8.2.8 Factor de distribución de carga de piñón

Para la obtener el factor de distribución se utiliza la Tabla 2. Los engranajes están en contacto en toda su cara cuyo ancho es de 30 milímetros, son engranajes menos precisos y con un montaje no tan exacto.

$$K_H = 1,6$$

Entonces el esfuerzo de tensión de contacto es:

$$\sigma_H = 190,18 \left[\frac{N}{mm^2} \right]^{0.5} \sqrt{3000[N] \cdot 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot \frac{1,6}{80[mm] \cdot 30[mm]} \frac{1}{0,0964}} \quad (1)$$

$$\sigma_H = 1060,93[MPa]$$

3.8.3 Esfuerzo de contacto permisible de piñón

Son datos publicados por AGMA, que brindan información sobre la resistencia permisible a la fatiga superficial que sufren los engranajes al ponerles a contacto y se describe con la ecuación (48):

$$S_{fc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{pc}' \quad (48)$$

Donde:

C_L = factor de vida.

C_H = factor de dureza.

C_T = factor de temperatura.

C_R = factor de confiabilidad.

S_{pc}' = resistencia corregida a fatiga superficial.

Según la Tabla de material de AISI 5115 de Ivan Bohma [51], se obtiene un a dureza de 160 – 200 HB cuando el material no ha pasado por un tratamiento térmico. En este caso se trabajará con el valor de 200 HB. Con este valor se prosigue al cálculo del esfuerzo de contacto:

3.8.3.1 Factor de vida C_L

Para el factor de vida se necesita el número de contacto de acoplamiento, en otras palabras, el número de ciclos que para este caso se pretende que tenga una vida infinita de alrededor (10^6 ciclos). La Figura 38, señala las curvas de S – N para los aceros y la resistencia a la fatiga superficial donde se describen dos ecuaciones en la cual la superior se utiliza en aplicaciones comerciales y la ecuación inferior se usa en aplicaciones de servicio críticas, en la cual se permite un poco de desgaste de los dientes.

Al ser engranes que serán sometido a condiciones críticas seleccionará la ecuación (3)

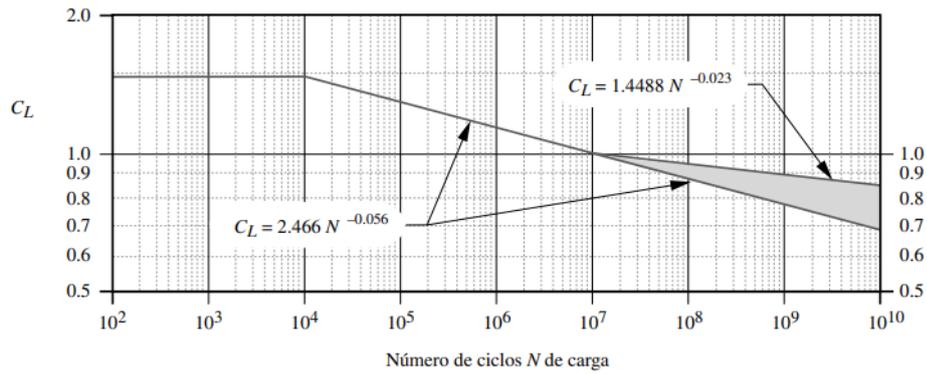


Figura 38 Factor de vida AGMA [52]

$$C_L = 2,466 \cdot N^{-0,056} \quad (49)$$

Donde:

N: El número de ciclos, (10^6 ciclos).

$$C_L = 2,466 \cdot (10^6)^{-0,056}$$

$$C_L = 1,13$$

3.8.3.2 Factor de dureza C_H

Este factor de dureza más se aplica a los dientes de los engranes, por razón que los dientes del piñón por lo general son más duros, pues el piñón realiza más revoluciones y por ende tiende a estar más en contacto. Para este caso de estudio al ser engranajes con la misma dureza se tiene un valor de 1.

$$C_H = 1$$

3.8.3.3 Factor de temperatura C_T

En este caso los engranajes trabajaran en condiciones que no superen los $250\text{ }^\circ\text{C}$, por lo tanto:

$$C_T = 1$$

3.8.3.4 Factor de confiabilidad C_R

Se ha escogido un factor de confiabilidad según la Tabla 20 del 90 %, debido a que se desea un valor de seguridad más bajo, pues se quiere ver las posibles fallas que el piñón pueda tener en el tiempo.

Tabla 20 Factor de confiabilidad

Confiabilidad (%)	C_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

por lo tanto:

$$C_R = 0,85$$

3.8.3.5 Resistencia a la fatiga superficial AGMA S_{fc}'

Para la resistencia a la fatiga superficial se empleará de grado 1, por la razón que el material a emplear en los engranajes no tendrá ningún tratamiento térmico, por ende, su dureza Brinell será menor a una con tratamiento.

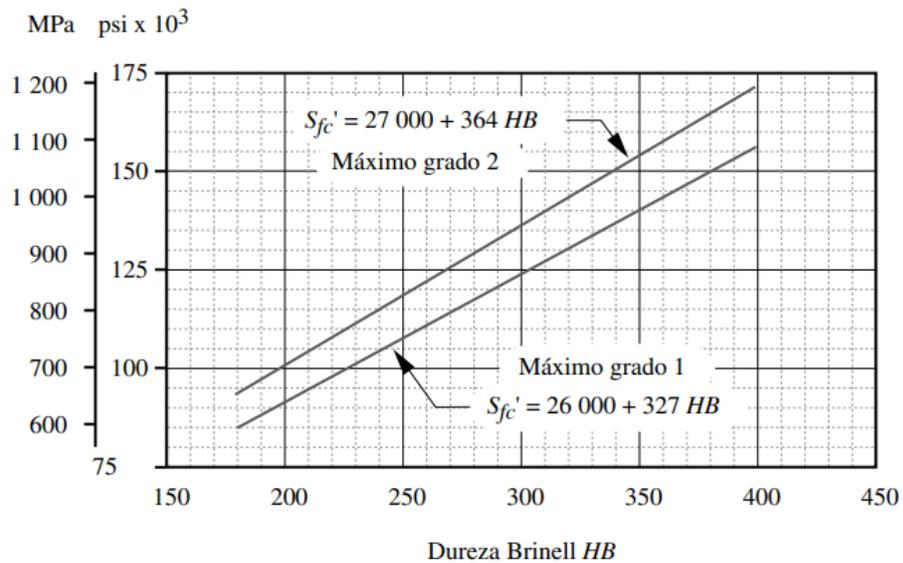


Figura 39 Resistencia a la fatiga superficial [52]

Se procede con la siguiente ecuación:

$$S_{fc}' = 26000 + 327 \cdot HB \quad (50)$$

$$S_{fc}' = 26000 + 327 \cdot (200)$$

$$S_{fc}' = 91,4 [Ksi] = 630,18 [Mpa]$$

Ya despejado los ítems, se procederá con la ecuación 48 del esfuerzo por contacto del piñón:

$$S_{pc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{fc}' \quad (48)$$

$$S_{pc} = 837,77 [Mpa]$$

3.8.3.6 Factor de seguridad del piñón F_s

El factor de seguridad por falla superficial es igual al cuadrado de la comparación del esfuerzo de contacto permisible frente al esfuerzo generado por la carga.

$$F_s = \left(\frac{S_{pc}}{\sigma_H} \right)^2 \quad (51)$$

$$F_s = 0,62$$

Como se puede observar el factor de seguridad es inferior a 1, debido que, al ser el piñón sin tratamiento térmico, no presenta la dureza superficial necesaria para soportar el contacto continuo que se ejerce entre engranajes, generándose así un esfuerzo de contacto superior al esfuerzo permisible y por ende formándose el desgaste por fatiga.

3.8.4 Tensión de contacto y esfuerzo de contacto en engrane y factor de seguridad

Para el análisis a tensión de contacto superficial o resistencia a la picadura en los dientes del engrane seleccionado, es similar a la sección 3.8 solo con variantes en su diámetro primitivo de 120 mm. Según la Tabla de material de AISI 5115 de Ivan

Bohma [51], se obtiene un a dureza de 160 – 200 HB cuando el material no ha pasado por un tratamiento térmico. En este caso se trabajará con 200 HB.

Al igual que el piñón, el engranaje tiene similares características, y anteriormente se supo señalar como obtener cada valor de los ítems, a excepción de factor de dureza CH que en este caso es igual a 1 por tener la misma dureza que el piñón, por lo tanto, se procede a indicar el valor de cada uno de los ítems en la Tabla.

Tabla 21 Tensión de contacto y esfuerzo de contacto en engrane y factor de seguridad

Esfuerzo	Factores	Ecuación
Tensión de contacto del engrane	Coeficiente elástico	$Z_E = 190,18 \left[\frac{N}{mm^2} \right]^{0.5}$
	Fuerza tangencial	$F_t = 3000 [N \cdot m]$
	Factor de sobrecarga	$K_o = 1,5$
	Factor dinámico	$K_v = 1,1$
	Factor de geometría por picadura	$Z_I = 0,0964$
	Factor de condición superficial	$Z_R = 1$
	Factor de Tamaño	$K_s = 1$
Esfuerzo de contacto en el engrane	Factor de distribución	$K_H = 1.6$
	Factor de vida	$C_L = 1,13$
	Factor de dureza	$C_H = 1$
	Factor de temperatura	$C_T = 1$
	Resistencia a la fatiga superficial AGMA	$S_{fc}' = 630,18 [MPa]$
		$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_o K_v K_s \frac{K_H \cdot Z_R}{d_{w1} \cdot b \cdot Z_I}}$
		$\sigma_H = 866,25 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
		$S_{pc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{fc}'$
		$S_{pc} = 837,77 [MPa]$

Factor de seguridad	Tensión de contacto	$\sigma_H = 866,25 [MPa]$	$F_s = \left(\frac{S_{pc}}{\sigma_H} \right)^2$
	Esfuerzo de contacto	$S_{pc} = 837,77 [MPa]$	$F_s = 0.78$

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

3.8.5 Tensión de flexión del piñón

Para determinar el esfuerzo provocado en cada uno de los dientes se utiliza la ecuación (9)

$$\sigma_F = F_t K_o K_v K_s \frac{1}{b \cdot m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (9)$$

La fuerza tangencial y ancho de cara, al igual que los factores de sobrecarga, dinámico, tamaño y distribución de carga son idénticos a los mencionados en la sección 3.6.2, por lo que se tendrá en cuenta los factores nuevos.

3.8.5.1 Factor de espesor piñón

Al ser un engranaje típico, es decir, un cilindro sólido que no tiene brazos radiales como los que tienen engranajes de gran tamaño su valor es de 1, pero en engranes que tiene dichos brazos se debe basar en la Figura 12.

$$K_B = 1$$

3.8.5.2 Factor Geométrico del piñón

Para conseguir del factor geométrico hay que tener en cuenta que se tiene un piñón de 32 dientes y que la carga se aplica en punto intermedio del flanco y basándose en la Figura 13.

$$Y_J = 0.385$$

3.8.5.3 Módulo Transversal

Al ser un engranaje de dientes rectos el módulo transversal es similar al módulo normal pues se tiene un ángulo de hélice de 0, como se ve en la ecuación (10).

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (10)$$

$$m_t = \frac{2.5}{\cos(0)}$$

$$m_t = 2.5$$

Por lo tanto, el esfuerzo de tensión de flexión:

$$\sigma_F = 3000[N] \cdot 1.5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{30[mm] \cdot 2.5[mm]} \cdot \frac{1.6 \cdot 1}{0.385}$$

$$\sigma_F = 249,35 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

3.8.6 Resistencia a la Fatiga por Flexión en el piñón

Al igual que el esfuerzo de contacto, la resistencia a la fatiga por flexión son datos publicados por AGMA que, para este caso, indican la resistencia del material con los esfuerzos permitidos que se dan por una carga aplicada.

$$S_{fbp} = \frac{K_L}{K_T \cdot k_R} \cdot S_{fb}' \quad (52)$$

Donde:

K_L = factor de vida.

K_T = factor de temperatura.

K_R = factor de confiabilidad.

S_{fb}' = resistencia a la fatiga por flexión publicada por AGMA.

S_{fbp} = Resistencia a la fatiga por flexión de piñón.

3.8.6.1 Factor de vida K_L

El factor de vida representa el número de ciclos en contacto que están sometidos bajo una carga, del diente del engrane, para el caso de estudio se pretende una vida infinita de alrededor (10^6 ciclos) y 160 HB. En la Figura 40 se aprecia las curvas y sus

ecuaciones para calcular el factor K_L adecuado al número de ciclos, tomando en cuenta que la parte superior de la zona sombreada se puede usar en aplicaciones comerciales y la parte inferior se utiliza para aplicaciones críticas de servicio, donde se permite picado y desgaste del diente.

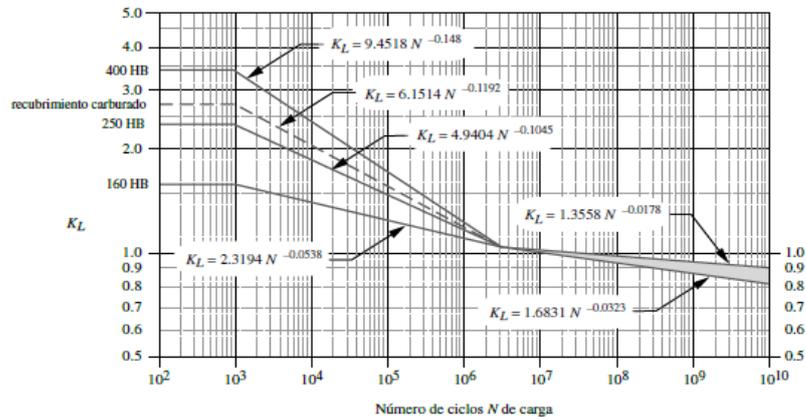


Figura 40 Factor de vida K_L de la AGMA [52]

Basándose en la Figura 40 con los datos anteriormente descritos se tiene un valor de:

$$K_L = 2,3194 \cdot N^{-0,0538} \quad (53)$$

$$K_L = 1,3$$

3.8.6.2 Factor de temperatura K_T

En este caso los engranajes trabajarán en condiciones que no superen los 250 °C, por lo tanto:

$$K_T = 1$$

3.8.6.3 Factor de confiabilidad K_R

Al igual que el factor de confiabilidad del esfuerzo de contacto se escoge un factor de confiabilidad según la Tabla 22 del 90%, pues se quiere observar las posibles fallas que el piñón pueda tener en el tiempo.

Tabla 22 Factor de confiabilidad

Confiabilidad (%)	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

por lo tanto:

$$K_R = 0,85$$

3.8.6.4 Resistencia a la fatiga superficial AGMA S_{fb}'

Para la resistencia a la fatiga superficial se empleará de grado 1, por la razón que el material a emplear en los engranajes no tendrá ningún tratamiento térmico.

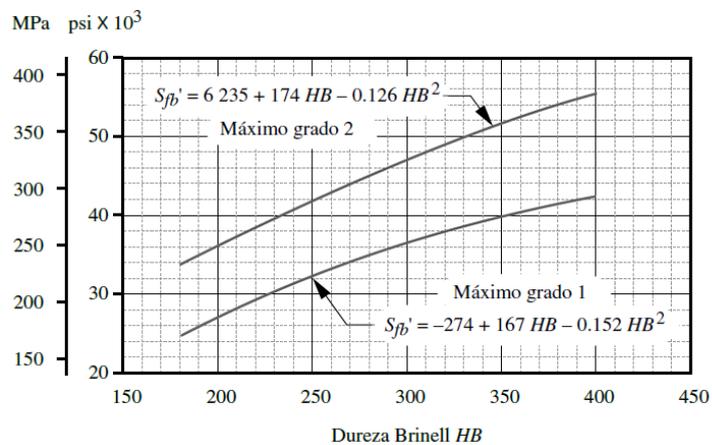


Figura 41 Resistencia a la fatiga por flexión de la AGMA [52]

Se procede con la siguiente ecuación:

$$S_{fb}' = -274 + 167 \cdot HB - 0.152 \cdot HB^2 \quad (54)$$

$$S_{fb}' = -274 + 167 \cdot (200) - 0.152 \cdot (200)^2$$

$$S_{fb}' = 27,05 [Ksi] = 186,50 [Mpa]$$

Por lo tanto, la ecuación de la Resistencia a la Fatiga a la Flexión en el piñón:

$$S_{fbp} = \frac{K_L}{K_T \cdot k_R} \cdot S_{fb}'$$

$$S_{fbp} = 285.23 [Mpa]$$

3.8.6.5 Factor de seguridad del piñón F_s

El factor de seguridad por fatiga a la flexión en el piñón está dado por la ecuación (55), que se describe como el esfuerzo permisible para el esfuerzo de tensión de flexión

$$F_s = \frac{S_{fbp}}{\sigma_F} \quad (55)$$

$$F_s = \frac{285,23}{249,35}$$

$$F_s = 1.14$$

El factor de seguridad por flexión superior a 1 nos indica que el engrane no sufrirá fatiga por flexión que comúnmente generaría agrietamiento o rotura de los dientes, para el aumento en el factor de seguridad es necesario que el engranaje presente un tratamiento térmico que aumentaría su resistencia a la fatiga por flexión.

3.8.7 Tensión de flexión y resistencia a la fatiga del engrane y factor de seguridad

La resistencia a la fatiga por flexión y la tensión de flexión del engrane es similar a la del piñón descrita en la sección 3.8.5 y 3.8.6, pues el engrane tiene similares características como una vida infinita y funcionamiento en un ambiente menor de 250C°, además de tener un factor de confiabilidad del 90% para poder observar posibles fallas, como se observa en la Tabla 23.

Tabla 23 Tensión de flexión y resistencia a la fatiga del engrane y factor de seguridad

Esfuerzo	Factores	Ecuación
-----------------	-----------------	-----------------

	Factor de espesor	$K_B = 1$	
	Fuerza tangencial	$F_t = 3000 [N \cdot m]$	
	Factor de sobrecarga	$K_o = 1,5$	
Tensión de flexión del engrane	Factor dinámico	$K_v = 1,1$	$\sigma_F = F_t K_o K_v K_s \frac{1}{b \cdot m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J}$
	Factor Geométrico para engrane	$Y_J = 0.425$	
	Módulo Transversal	$m_t = 2.5$	$\sigma_F = 225,88 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
	Factor de Tamaño	$K_s = 1$	
	Factor de distribución de carga	$K_H = 1.6$	
	Factor de vida	$K_L = 1,2$	
Resistencia a la Fatiga a la Flexión en el engrane	Factor de confiabilidad	$K_R = 0,85$	$S_{fbe} = \frac{K_L}{K_T \cdot k_R} \cdot S_{fb}'$
	Factor de temperatura	$K_T = 1$	$S_{fbe} = 285.23 [MPa]$
	Resistencia a la fatiga superficial AGMA	$S_{fb}' = 186,50 [MPa]$	
Factor de seguridad	Resistencia a la Fatiga a la Flexión	$\sigma_H = 866,25 [MPa]$	$F_s = \frac{S_{fbp}}{\sigma_F}$
	Tensión de flexión	$S_{pc} = 837,77 [MPa]$	

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

3.8.8 Tratamiento Térmico en engranajes

El tratamiento térmico más utilizado para los engranajes es la cementación, este tipo de tratamiento ayuda fortalecer la dureza superficial de los dientes aumentando la concentración de carbono, pero prácticamente sin afectar al núcleo que conserva su capacidad de absorber la energía impacto y este se mantiene con un bajo índice de carbono.

La cementación hace que el núcleo sea tenaz y resistente a la fatiga y en la parte superficial ayuda que sea resistente al desgaste y las deformaciones, este tratamiento se realiza con un calentamiento de la pieza de entre los 900 y 950 grados Celsius, posteriormente se agrega sales con contenido de carbono y se deja con un enfriamiento lento.

3.8.9 Esfuerzos en engranes con tratamiento térmico

Para los ensayos se realizarán con engranes con y sin tratamiento térmico con material AISI 5115, los esfuerzos y factores de seguridad generados en secciones anteriores son con engranajes sin tratamiento térmico. A continuación, en la Tabla 24, se describe los esfuerzos generados en engranajes que han sido cementados que tiene una dureza de 300 HB y al igual que los engranajes sin cementar se pretende una vida infinita.

Tabla 24 Esfuerzos y factores de seguridad de contacto y de flexión

Descripción	Piñón	Engrane
Esfuerzo de tensión de contacto [MPa]	1130,14	922,75
Esfuerzo de contacto permisible [MPa]	1256,81	1285,68
Factor de seguridad de contacto	1,24	1,94
Esfuerzo de Tensión de Flexión [MPa]	282,94	256,31
Resistencia a la Fatiga a la Flexión [MPa]	427,80	431,62
Factor de seguridad a Flexión	1,51	1,68

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

3.9 Palanca de frenado

Para este caso se recurrió a tomar como ejemplo un Freno Prony debido a que consta de un brazo de palanca en el cual se coloca los pesos y el otro extremo va conectado al eje con bloques regulables, que tiene un material antifricción que genera un frenado progresivo al aumentar los pesos, con esto se espera dar un torque variable que simularía la carga a la que trabajaría la máquina y a la cual están sometidos los engranajes.

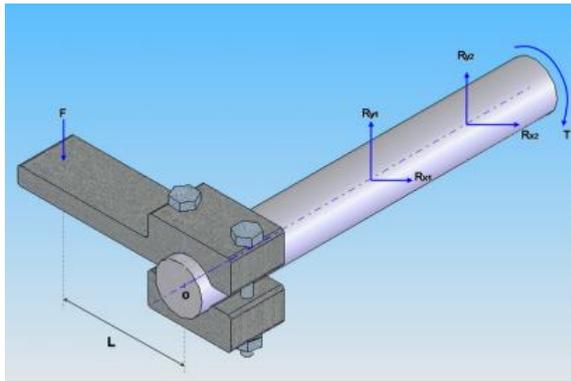


Figura 42 Freno Prony [53]

Según L. Gutierrez y C. Corrales [53], con el sistema de freno anteriormente hablado se puede obtener una potencia de frenado, el cual es muy conveniente para la máquina a diseñar. A continuación, se presentará las ecuaciones que se utilizarán para su despeje:

Se comienza con la potencia “P”:

$$P = T \cdot \omega \quad (56)$$

Donde:

T: torque [N m]

ω : velocidad angular [rad/s]

dicha formula de potencia es la base fundamental para el freno que se desea para la máquina debido a que de una manera indirecta se logra medir el torque que entrega dicho motor.

Debido a que se utiliza un brazo de forma indirecta el cual genera un anti – torque del motor transformándole en una fuerza puntual siendo igual a:

$$F = \frac{T}{L} \quad (57)$$

siendo “F” la fuerza [N], “T” la medida de la palanca tomando de referencia el centro del eje y en donde se aplica la carga en [m]. Entonces con la ecuación 57 se comenzará

a despejar “T”, para posteriormente remplazar en la ecuación 56 y obtener así la potencia de frenado.

$$P = F \cdot I \cdot \omega \quad (58)$$

Este valor será la potencia de frenado que ejercerá el motor bajo la condición de carga debido al freno empleado. Entonces conociendo los datos de la máquina como: medida de la palanca 0.3 [m], fuerza aplicada en el freno 390 [N] y la velocidad angular 60 [rpm] es igual a 6,28[rad/s], se obtiene lo siguiente:

$$P = 390 \cdot 0,3 \cdot 6,28$$

$$P = 0,735[\text{kW}]$$

Se obtiene que la potencia de frenado que ejerce la palanca es de 0,735 kW de potencia, sabiendo que el motor que se utiliza es de 1 HP, el cual equivale a 0,746 kW forzando al motor a su capacidad máxima y como se está diseñando la máquina con valores que se pueden presentar por mala manipulación, el diseño es el adecuado para posibles casos extremos, como es llegar a detener el motor generando un torque de frenado de 117 [Nm], similar al torque de salida del motor que es de 120[Nm].

El freno por diseñar tendrá una pastilla de ferodo que es un material formado por hilos metálicos y cauchos o resina el cual brinda una alta resistencia mecánica, soporta altas temperaturas y tiene un alto coeficiente de rozamiento, pues es utilizado en las pastillas de freno y discos de embrague de vehículos. Este material será utilizado en el interior de la palanca para lograr una mejor eficiencia de frenado y así poder simular una carga para los engranajes a trabajar. Teniendo en cuenta que el ferodo tiene un coeficiente de fricción de 0,48 con el acero se procede a sacar la fuerza de frenado.

$$B_f = N_t \cdot \mu \quad (59)$$

Donde:

B_f = fuerza de frenado

N_t = normal

μ = coeficiente de fricción

con ayuda de la ecuación anteriormente mostrada se procede a sacar el resultado de la fuerza de frenado que es igual a:

$$B_f = 187.2[\text{N}]$$

En los cálculos de diseño se tomó valores altos que representan un funcionamiento de máquina en condiciones ideales y situaciones extremas, que permitan la manipulación de personas inexpertas que deseen conocer sobre los diferentes ensayos que puede realizar la máquina y esta a su vez brinde una perspectiva acercada a la realidad de la teoría vs la práctica.

3.10 Diseño estructural

El bastidor es la estructura o armazón a la cual se somete cargas y fuerzas, es necesario que tenga suficiente resistencia y brinde rigidez para que pueda soportar los distintos componentes de la máquina y además garantice la seguridad del operario. Para el cálculo de la estructura se utilizará perfiles y tubos rectangulares para obtener un armazón como el esquema de la Figura 43.

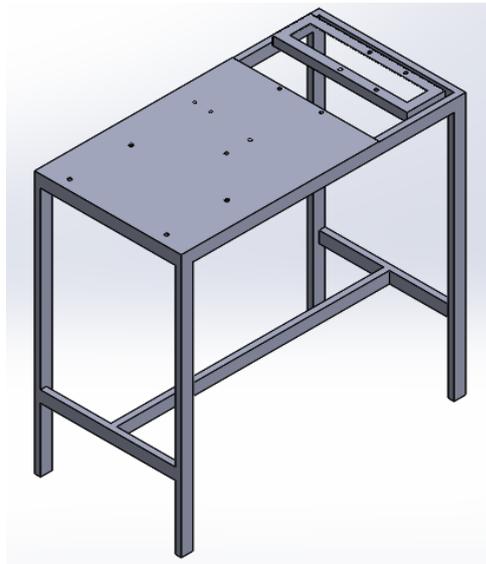


Figura 43 Estructura de bastidor.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

3.10.1 Viga

Una viga es un elemento estructural que por lo general es horizontal, destinado a soportar fuerzas, que a su vez generan flexión y corte.

A continuación, se redacta la selección de un perfil adecuado, para lo cual se toma en cuenta la viga que soporta más peso que es la que encuentra próxima a la caja de engranes pues soporta la carga de la caja, ejes, tapa y engranajes, obteniendo una carga distribuida de 0,672 [N/mm] en un perfil de 0,460 [m].

En la Figura 25 se puede observar el diagrama de cuerpo libre donde se describe las fuerzas descritas.

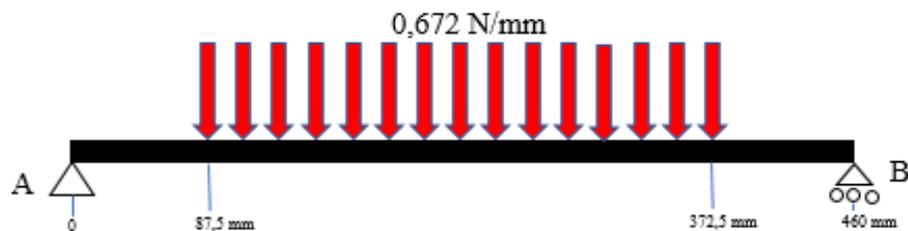


Figura 44 D.C.L en viga.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se obtiene como resultados las reacciones:

$$R_A = R_b = 95,76 \text{ [N]}$$

En los cálculos por el método a flexión es necesario obtener el momento máximo que genera la carga, para lo cual se acude al anexo 3 que describe dicha ecuación

$$M \text{ max} = R_1 \left(a + \frac{R_1}{2w} \right) \quad (\text{anexo 3})$$

$$M \text{ max} = 95,76 \text{ [N]} \left(87,5 \text{ [mm]} + \frac{95,76 \text{ [N]}}{2 \cdot 0,672 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]} \right)$$

$$M_{\max} = 15201,9 \text{ [Nmm]}$$

En la Figura 45 se muestra los diagramas de cortante y Momento flector.

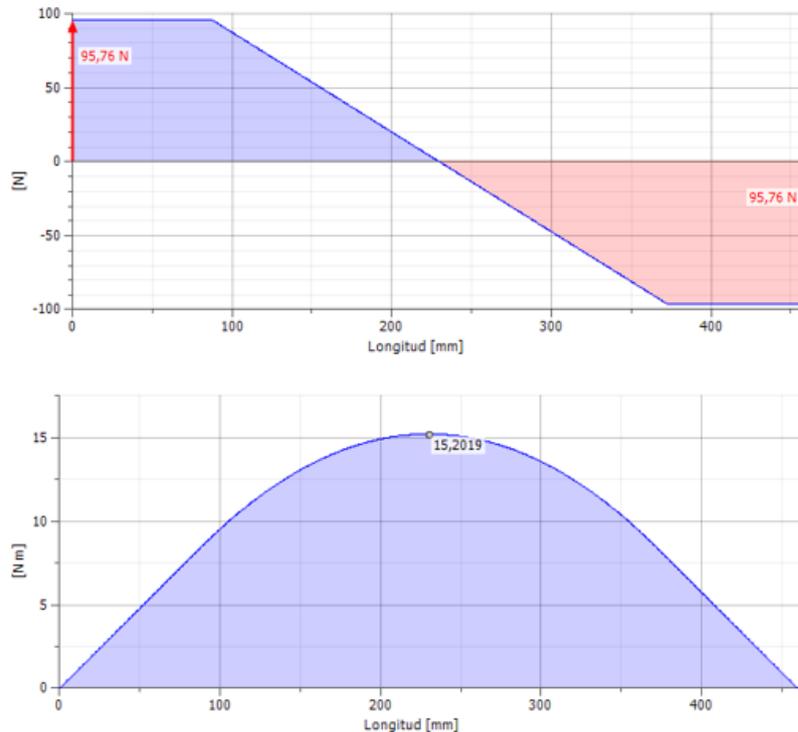


Figura 45 Diagramas de Cortante y Momento Flector.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco.

Para el diseño se toma en cuenta un ángulo de acero A36 con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa. Adicionalmente se desea que la estructura tenga un factor de seguridad de 3 visto en la Tabla 25

Tabla 25 Factores de diseño recomendados [54]

Factores de Diseño Recomendados	
Materiales Dúctiles	
N	Características
1,25 a 2,0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño
2,0 a 2,5	Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con confianza promedio en todos los datos de diseño
2,5 a 4,0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente

4,0 o más Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores

Materiales Frágiles

3,0 a 4,0 Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde hay un alto grado de confianza en todos los datos del diseño

4,0 a 8,0 Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Donde se utiliza la ecuación 16 que se utiliza igual para este caso:

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{n} \tag{16}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{250 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]}{3} = 83,33 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Se obtiene el módulo de sección.

$$S_x = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}} \tag{60}$$

$$S_x = 1,82 \times 10^{-7} \left[m^3 \right] = 0.182 \left[cm^3 \right]$$

Con el módulo de sección de 0.182 [cm³], de acuerdo con el catálogo de DIPAC se selecciona un ángulo de L30x3 por motivo de facilidad de material y tiene un S_x=0.67 cm³

Ángulos de alas iguales																				
Descripción	b	h	e	Masa	Área	d1	d2	Ángulo a	Eje X - X			Eje Y - Y			Eje U - U			Eje V - V		
									ix	Wx	rx	ly	Wy	ry	lu	Wu	ru	lv	Wv	rv
									cm4	cm3	cm									
L 20x 2	20	20	2	0,57	0,73	0,60	0,60	45,00	0,28	0,20	0,62	0,28	0,20	0,62	0,46	0,32	0,79	0,10	0,14	0,37
L 20 x 3	20	20	3	0,81	1,03	0,65	0,65	45,00	0,38	0,28	0,60	0,38	0,28	0,60	0,63	0,45	0,78	0,12	0,17	0,34
L 25x 2	25	25	2	0,73	0,93	0,72	0,72	45,00	0,56	0,32	0,78	0,56	0,32	0,78	0,92	0,52	1,00	0,20	0,23	0,47
L 25x 3	25	25	3	1,05	1,33	0,78	0,78	45,00	0,78	0,45	0,77	0,78	0,45	0,77	1,30	0,74	0,99	0,26	0,30	0,45
L 30 x 2	30	30	2	0,88	1,13	0,85	0,85	45,00	1,00	0,46	0,94	1,00	0,46	0,94	1,63	0,77	1,20	0,37	0,35	0,57
L 30x 3	30	30	3	1,28	1,63	0,90	0,90	45,00	1,40	0,67	0,93	1,40	0,67	0,93	2,32	1,09	1,19	0,49	0,46	0,55

Figura 46 Catalogo DIPAC de ángulo doblado [55]

$$\sigma_{real} = \frac{M_{max}}{S_x} \quad (61)$$

$$\sigma_{real} = 22,69 [MPa]$$

$$\sigma_{real} \leq \sigma_{max}$$

$$22,69 [MPa] \leq 83,33 [MPa] \therefore \text{Cumple}$$

Para el cálculo por deflexión se considera la inercia vista en la Figura 2, $I_x=1,4 [cm^4]$ que equivale a $I_x=1,4 \times 10^8 [m^4]$ y un $E=200GPa$

$$\Delta_{max} = \frac{P \cdot L^3}{48EI} \quad (\text{anexo 3})$$

$$\Delta_{max} = 1,38 \times 10^{-4} [m] = 0,138 [mm]$$

Se tiene una deflexión admisible mínima de $[\Delta] = L / 360$ que se utiliza para cualquier función:

$$[\Delta] = \frac{L}{360} \quad (62)$$

$$[\Delta] = 1,28 [mm]$$

$$\Delta_{max} \leq [\Delta]$$

$$0,138 [mm] \leq 1,28 [mm] \therefore \text{Cumple}$$

3.10.2 Columna

La columna en el bastidor se considera la parte más importante pues brinda equilibrio y soporta el peso de toda la máquina. La columna está sometida a cargas axiales principalmente de compresión.

El pandeo es uno de los factores a tener en cuenta debido que es un fenómeno de inestabilidad elástica que puede darse en las columnas. Y para lo cual se tiene un factor de apoyo (K) y se encuentra tabulado para distintos apoyos como se observa en la Figura 29.

Tabla 26 Factor de apoyo

Extremos de columna	Articulada Articulada	Empotrada Empotrada	Libre Empotrada	Articulada-Empotrada
Línea punteada indica pandeo en la columna				
	K Teórico	1	0,5	2
K Diseño	1	0,65	2,1	0,8

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se tiene 4 columnas en el bastidor, pero se selecciona una de ellas que es la que soporta mayor carga que es de 150,42 [N], y que tiene un factor de diseño $K=1$ debido a que en la parte alta la columna tiene soporte lateral

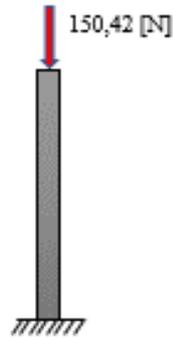


Figura 47 Columna de bastidor.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Para el diseño se supone una esbeltez (λ) de 50, dicha esbeltez es dada por la sección transversal de la columna con respecto a su longitud, adicionalmente se conoce que es un acero A36

$$\lambda = \frac{K \cdot L}{r_{\min}} \quad (63)$$

Con la esbeltez de 50 seleccionamos un $F_a = 126,52$ [MPa]

$$A = \frac{P}{F_a} \quad (64)$$

$$A = \frac{150,42}{126,52 \times 10^6} = 1,2 \times 10^{-6} [m^2] = 0,12 [cm^2]$$

Según el catálogo DIPAC se selecciona un tubo rectangular de 20x40x1,5 mm debido a la facilidad de obtención del material y tiene un área de 1,65 cm².

Dimensiones				Área	Ejes Y-Y			Ejes X-X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	i cm ⁴	W cm ³	i cm ³
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79

Figura 48 Catalogo Tubo Rectangular [55]

Por lo tanto

$$fa = \frac{P}{A} \quad (65)$$

$$fa = 0,912[MPa]$$

Se evalúa la esbeltez nuevamente con la ecuación 63 y conociendo el radio de giro mínimo visto en la Figura 48:

$$\lambda = \frac{1 \cdot 0,90[m]}{0.0081[m]} = 111,11 \approx 112$$

Con dicha esbeltez se obtiene:

$$Fa = 11,40[MPa]$$

Por lo tanto:

$$fa < Fa$$

$$0,912[MPa] < 11,40[MPa] \therefore \text{Cumple}$$

3.11 Soldadura

Mediante el análisis de la estructura metálica anteriormente demostrada, se procede con el cálculo de la soldadura en el punto más crítico de la estructura que vendría a ser los laterales de la viga calculada en el literal 3.10.

La soldadura en el punto crítico a calcular utiliza una unión por filete o también conocida por ranura como se puede admirar en la Figura 1, la cual es la más empleada para conexiones de perfiles en acero.

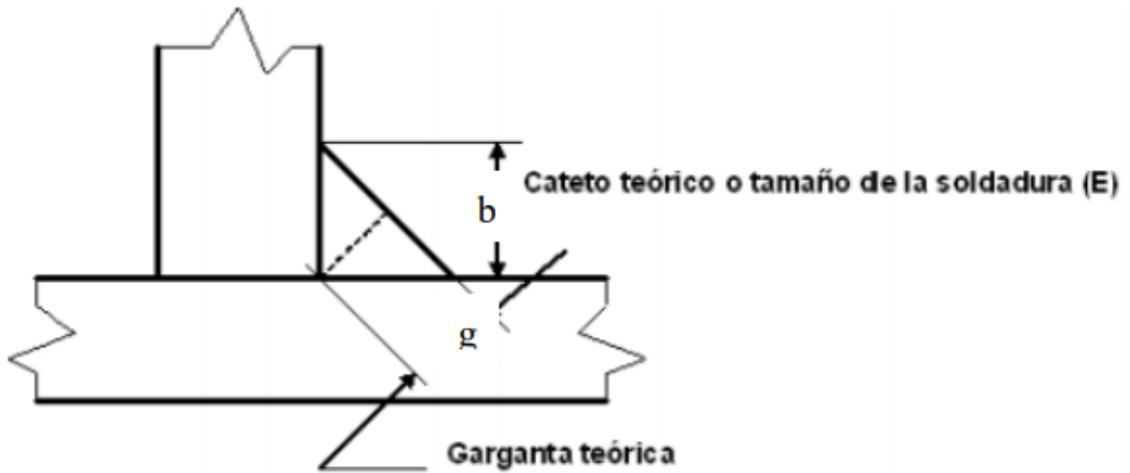


Figura 49 Denominación del cordón se suelda tipo ranura o filete.

Para el cálculo del área efectiva de la soldadura, se debe tener en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$A_e = L_s \times g \quad (66)$$

donde:

A_e : área efectiva de soldadura.

L_s : longitud del cordón de suelda.

g : garganta de soldadura.

Mientras que para la garganta del cordón de suelda se calcula de la siguiente manera:

$$g = \text{sen}45^\circ \times b \quad (67)$$

Se debe saber que para las soldaduras existe una depreciación en los extremos de las sueldas, es por esta razón que se debe utilizar la longitud efectiva, siendo esta la parte unida del cordón de suelda sin fallos. A continuación, la siguiente ecuación de la longitud efectiva del cordón de suelda:

$$L_e = L_s - 2 \cdot g \quad (68)$$

También el Manual de AISC [56], presenta la siguiente Tabla, donde se encontrará la garganta efectiva considerando un esquema de unión de 90°, generalmente se le utiliza cuando el tamaño de la soldadura ha pasado por un proceso de pulido.

Tabla 27 Manual AISC. Espesor mínimo para garganta efectiva

Espesor de material de la parte unida más delgada [mm]	Espesor mínimo de garganta efectiva [mm]
menor o igual a 6	3
Entre 6 y 13	5
Entre 13 y 19	6
Entre 19 y 38	8
Entre 38 y 57	10
Entre 57 y 150	13
Mayor que 15	16

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Teniendo en cuenta lo anteriormente indicado, se procede a sustituir en la ecuación del área efectiva la longitud y la garganta efectivas por las indicadas anteriormente. Esto es debido a que requiere un cálculo preciso aproximado a la realidad y así poder obtener el esfuerzo por el cual está pasando el cordón de soldadura.

$$A_e = L_e \times g_e \quad (69)$$

Donde según la ecuación 68, nos da como resultado:

$$L_e = 40 - 2 \cdot 3$$

$$L_e = 34[\text{mm}]$$

Como en el literal anterior se realizó los respectivos cálculos el espesor del material utilizado es de 3 [mm], por consiguiente, con la Tabla 28 la garganta efectiva es de 3 [mm]. Entonces:

$$A_e = 34 \times 3$$

$$A_e = 102[\text{mm}^2]$$

Con los datos obtenidos se prosigue a la obtención del esfuerzo de la soldadura (F_s).

$$F_s = \frac{P}{A_e} \quad (70)$$

donde P es la carga aplicada en la soldadura. Entonces se obtiene que:

$$F_s = \frac{95,76[\text{N}]}{102[\text{mm}]}$$

$$F_s = 0,938[\text{Mpa}]$$

Para la elaboración del bastidor, caja de engranajes y placa, se debe realizar a través de un proceso de soldadura, el cual al ser de acero A36 se seleccionó un proceso de soldadura FCAW (Flux Cored Arc Welding), que traducido al español es soldadura por arco con núcleo fundente.

La compatibilidad del material de aporte es muy importante debido a que con el esfuerzo permisible de la soldadura debe ser mayor a la del esfuerzo calculado.

Por la Tabla presentada a continuación se puede verificar los datos con los cuales se podrá sacar el esfuerzo permisible y su factor de seguridad.

Tabla 28 Compatibilidad de material base con material de aporte [57]

Grupo	Metal Base			Niveles compatibles de metal de soldadura	
	Especificación de acero	Sy [Mpa]	Su (mínimo) [Mpa]	Especificaciones del electrodo	
I	ASTMA 36	250	400-500		
	ASTMA 53 Grado B	240	415	SMAW-AWSA5.1:E60XX,E70XX SMAW-AWS A5.5:E70XX-X	
	ASTMA 500 Grado A	228	310	FCAW-AWSA5.20:E7XT-X	
	ASTMA 500 Grado B	290	400	SAW-AWSA5.17:F6XX-EXXX; F7XX-EXXX SAW-	
	ASTMA 501	250	400	AWSA5.3:F7XX-EXX-XX	
	ASTMA 529	290	415-585	GMAW -AWSA5.8:ER70S-X	
	ASTMA 570 Grado 40	275	380		
	ASTMA 570 Grado 45	310	415		

ASTMA 709	Grado 50	345	450	FCAW-AWSA5.0:E6XT-X,E7XT-X
	Grado 36	250	400-500	FCAW-AWSA5.9:E7XTX-XX

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Según el código AISC, mediante la siguiente Tabla 29 y con datos de la Tabla 30, se podrá ver cuál es el esfuerzo permisible y su factor de seguridad. Entonces como se trabajó con el material A36 conocido también como ASTM 36 da un $S_y = 250$ [Mpa]. Entonces con la siguiente Tabla se obtiene que:

Tabla 29 Manual de la AISC. Esfuerzos permisibles según cargas en la soldadura.

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	Factor de seguridad
Tensión	A tope	$0,60S_y$	1,67
Aplastamiento	A tope	$0,90S_y$	1,11
Flexión	A tope	$0,60-0,66S_y$	1,52-1,67
Compresión simple	A tope	$0,60S_y$	1,67
Cortante	A tope o de filete	$0,40S_y$	1,44

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Reemplazando los datos anteriormente mencionados se obtiene un esfuerzo permisible de 164,4 [Mpa], el cual es mayor al esfuerzo de la soldadura por lo tanto si cumple, también da un factor de seguridad del 1,67 lo cual es seguro.

3.12 Sistema eléctrico y de control

3.12.1 Control de motor

Desde un inicio se comprende utilizar, partes que faciliten la operación de la máquina. Para lo cual se tomó en cuenta para el proyecto la implementación del estándar RS-485. Este se define como un bus que transmite en forma de multipunto, de ser el caso un dispositivo puede estar transmitiendo sus datos y varios dispositivos recibiendo, a esto podemos denominar, los dispositivos en un extremo como esclavos y por el otro como maestro. El cableado físico, que requiere este tipo de comunicación es extremadamente sencillo, ya que mínimo se necesita un par trenzado de conductores. Bajo el cual se emite una señal diferencial [58].

Bajo este estándar, se trabaja con el protocolo Modbus, el cual es utilizado en su gran mayoría en la transmisión de datos en la parte industrial. El cual tiene como base hacer una estructura de mensajes para encapsular la información y transmitir [59].

Es decir que, si nosotros necesitamos controlar la velocidad del motor y monitorear de manera constante los parámetros del mismo, se debe comprender un variador de frecuencia que maneje este tipo de comunicación, para lo cual, el variador Siemens sinamics V20, es un gran candidato, pues es un dispositivo que maneja RS-485. Es diseñado para ambientes exigentes, además que nos permite acceso a todos los parámetros del motor, desde el consumo hasta la velocidad en frecuencia.

Pero, todos los datos se deben visualizar en tiempo real, para tomar ciertas decisiones de acuerdo con el desempeño del equipo, para lo que, en este caso, al ser una máquina a nivel educativo y abaratar costos. Se determina el uso de una raspberry pi, el cual nos permitirá realizar la visualización de datos en tiempo real y se utiliza un convertidor RS-485 a serial.

Una raspberry pi, es un minicomputador de bajo costo, el cual se basa en un procesador ARM, el mismo trabaja en Linux y se utiliza en su gran mayoría para realizar investigación, internet de las cosas, como para aprender programación, además de ser muy demandado a nivel educativo. Cabe recalcar, para el presente proyecto la programación se encuentra en NODE-RED, la cual en la actualidad está bastante desarrollada y es de mucha utilidad a la hora de visualizar datos y realizar un seguimiento por medio del internet [60].

Es decir, la raspberry pi, es un centro de acopio y distribución de datos, mismos que se publican finalmente al internet por medio de su dirección IP. Finalmente, utilizamos una DAQ, en este caso un Arduino, para tener la velocidad final en tiempo real, al igual que el variador por medio del convertidor RS-485, la DAQ, se comunicará a la raspberry por medio de una comunicación serial.

Arduino, viene a convertirse en una plataforma de prototipos electrónicos de código abierto, en donde tanto el software como el hardware son bastante sencillos de utilizar, esta placa está basando en un microprocesador AVR [61].

Tanto Arduino como raspberry, se hace énfasis en que son tarjetas utilizadas en un nivel educativo, por lo cual pueden ser susceptibles a interferencias, las mismas serán totalmente aisladas del circuito de potencia, es más, estas placas se encuentran de una caja metálica, para evitar en su mayor parte las interferencias.

3.12.2 Dimensionamiento de conductores, driver para motor

La presente parte, trata acerca del dimensionamiento de los conductores y accesorios, los cuales son utilizados para un correcto funcionamiento del motor, cabe recalcar, que todos estos parámetros son basados en la norma del código eléctrico nacional (NEC-NFPA-70).

Para un correcto funcionamiento del motor se comprende, cálculos en base a la norma de conductores, medios de desconexión, protección frente a cortocircuito, driver del motor, circuito de control del motor, protección contra sobrecarga del motor, protección térmica.

Medio de desconexión. - contactor/seccionador, el cual es operado remotamente y con un monitoreo constante. El cual se podrá verificar desde múltiples lugares.

Driver. - en este caso, se determina como un dispositivo que arranca o detiene el motor, determinando la corriente del circuito que alimenta el motor, su principio se basa en la simulación de la onda sinusoidal, con esto se puede modificar la frecuencia, por ende, la velocidad del motor.

Para el dimensionamiento de los conductores, driver, protecciones se basará en la placa de características del motor o valores nominales de corriente, que nos presenta las características.

En la construcción de la presente máquina, se comprende un motor de una sola velocidad, conexión estrella-estrella, 220V, 3~ de 1 HP, según los cálculos mecánicos de la máquina.

Para realizar las conexiones de este motor la Norma sugiere utilizar tanto para el driver como para el motor la utilización de conductores de cobre.

La ubicación del motor se comprende, a modo que este se encuentre con la ventilación adecuada, y que sea de fácil acceso para su mantenimiento.

Con lo que respecta al dimensionamiento de los conductores, estos se realizan en base a que no se genere sobrecalentamiento, es decir que al menos estos deben ser dimensionados en una capacidad no menor al 125 por ciento de su valor nominal, estimando un servicio continuo. Para el caso, se dimensiona un conductor #12 AWG.

La corriente nominal del motor es de 3.5 A y la capacidad del cable es 20 A, por lo que está dentro del rango. Referente al circuito de control se dimensiona en base a conductor #18 ya que este soporta hasta 6 A, lo cual es suficiente.

Complementario, es el contactor y la protección térmica, el contactor, se encuentra sobredimensionado en su capacidad para 3.5 A, al igual que la protección térmica, que se establece en 4 A.

Finalmente, el driver, se ha seleccionado de acuerdo a la potencia del motor, sin embargo, este no se encuentra sobredimensionado, ya que es capaz de soportar hasta 1,5 veces su capacidad dentro de un rango pequeño de tiempo [62].

CAPÍTULO IV

PRUEBAS Y RESULTADOS

En este capítulo se indica las pruebas a las cuales fueron sometidos los engranajes, al ser puestos a trabajar, con distintas condiciones de trabajo, en la máquina de ensayos de engranajes rectos sometidos a fatiga. Adicionalmente se realizará un análisis a los resultados obtenidos de dichas pruebas, pues se podrá observar a través del microscopio óptico las posibles fallas que las probetas puedan tener.

4.1 Microscopio óptico

Este tipo de microscopio es un artefacto el cual contiene más de un lente de aumento donde el propósito de este es poder observar con una capacidad de aumento ocular, esto quiere decir por ejemplo si se utiliza el lente de 5X indica que su capacidad de aumento es 5 veces más al ocular y así hay variedades de microscopios que pueden llegar hasta los 100.000 X inclusive hasta más.

Para los resultados obtenidos se utilizó el microscopio de la Universidad Politécnica Salesiana, marca BUEHLER LTD, debido a que este tipo de microscopio es utilizado en la industria metalúrgica. Se utilizó también el lente de 5X debido a que al utilizar un lente más potente se disminuía el área visible del diente, pero se concentraba más en un punto, por esta razón con un aumento de 5 veces más es suficiente para poder observar los fallos que se produjeron en los dientes del engrane.

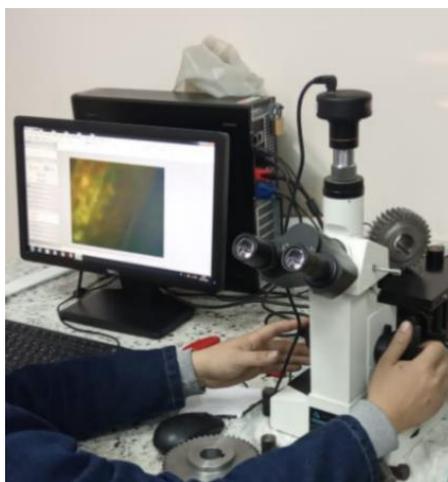


Figura 50 Microscopio de Universidad Politécnica Salesiana.

Laboratorio de Ciencia de Materiales. Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

4.2 Engranajes

Para el desarrollo de los engranajes se tiene un material AISI 5115 sin tratar, como primer paso se debe tener en cuenta el diámetro exterior deseado que en este caso es de 85 y 125 mm del piñón y engrane respectivamente, para obtener dichos diámetros y dar la forma inicial se mecanizó con ayuda del torno realizando operaciones de cilindrado, refrentado y taladrado.

Posteriormente se realiza un mecanizado con la fresadora para realizar los dientes de cada engranaje, esto con ayuda de una fresa que se encarga del desbaste del material y de un cabezal divisor, que cumple la función de ejecutar una rotación controlada, para así realizar las ranuras deseadas y crear la rueda dentada.

Un juego de engranajes fue sometido a un tratamiento térmico de cementado explicado en el literal 3.8.8, esto para aumentar su dureza superficial con el fin de que al realizar las pruebas sea notoria la resistencia la fatiga.

Para este ensayo se ha ocupado dos tipos de engranajes como se puede observar en la Figura a continuación, los cuales son similares según los cálculos anteriormente descritos en la sección 3.8.1, con la diferencia de que un par de engranajes fue sometido a tratamiento térmico (Cementado) y el otro no.



Figura 51 Engranajes con tratamiento térmico y sin tratamiento térmico.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

A simple vista se puede observar la diferencia entre los engranes adquiriendo un color negro típico de la cementación y por otro lado se puede comprobar mediante la dureza superficial adquirida por el tratamiento térmico.

4.3 Descripción para la toma de resultados

Para la toma de resultados mediante el trabajo ejercido de la máquina con los engranajes se estableció que los engranajes deberán ser sometidos a las mismas cargas e iguales revoluciones, como se describe a continuación:

- Como primer paso los engranajes no utilizaran lubricantes en ninguna de sus presentaciones, razón por la cual se desea ver la fatiga en los dientes de este.
- Se procede a tomar una foto con el microscopio de los dientes del engranaje sin ser trabajados.
- A continuación, a las ruedas dentadas se les someterá a 24 horas de trabajo sin parar con una revolución de salida del motor de 500 [rpm] y un peso de 1 [kg] en el extremo de la palanca de frenado. Estos datos para ambos pares de engranajes. Al finalizar su respectiva foto por el microscopio.
- Se continua con 48 horas de trabajo sin paros, con una velocidad de 1.000 [rpm] y un peso de 2 [kg]. Estos datos para ambos pares de engranajes y al culminar el trabajo la foto mediante el microscopio.
- Como siguiente paso se procede a 96 horas de trabajo sin interrupciones con revoluciones de 1.500 [rpm] y un peso de 4 [kg] para las dos parejas de engranes y su respectiva foto del microscopio al finiquitar el ensayo.

4.4 Pruebas

Para estas pruebas a las ruedas dentadas se le dividió en 4 cuadrantes como en la siguiente Figura, de cada cuadrante se escogerá un diente, el que más fallos tenga para que pueda ser analizado en el microscopio, con el lente de 5X.

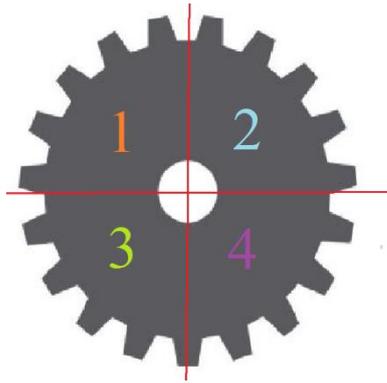


Figura 52 Engranajes dividido en 4 cuadrantes.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

4.4.1 Engranajes con cero horas de trabajo

En esta parte de las pruebas se presentarán a los engranajes tal y como la superficie quedo después de ser fresadas por su respectiva herramienta como se puede ver a continuación:



Figura 53 Fresado de engranajes.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 54 Engranaje terminado después del fresado.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

4.4.1.1 Engranés sin tratamiento puestos al microscopio

Se presenta a continuación las imágenes tomadas mediante el microscopio.

a. Piñón

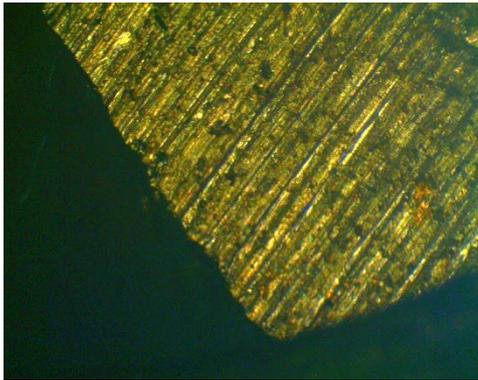


Figura 55 Diente del cuadrante 1 (fillo).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

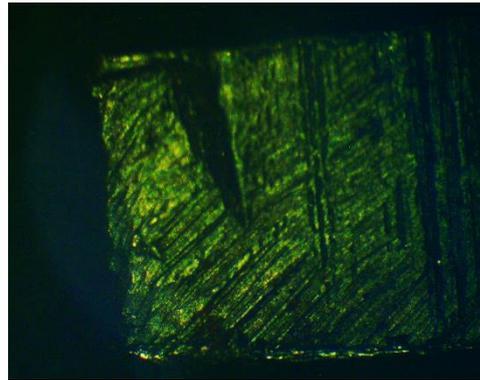


Figura 56 Diente del cuadrante 2 (medio)

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

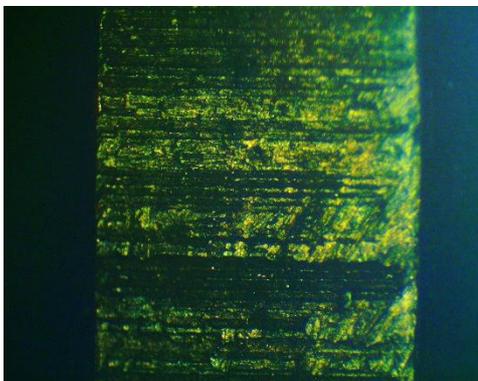


Figura 57 Diente del cuadrante 3 (medio)

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

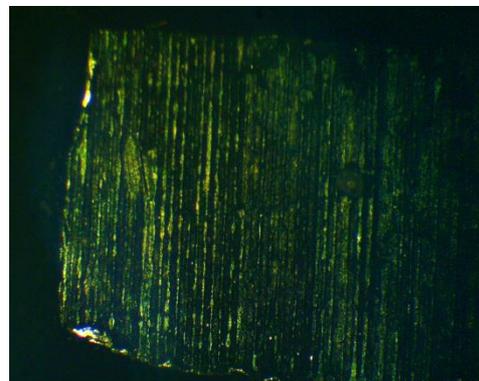


Figura 58 Diente del cuadrante 4 (fillo)

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

b. Engranaje

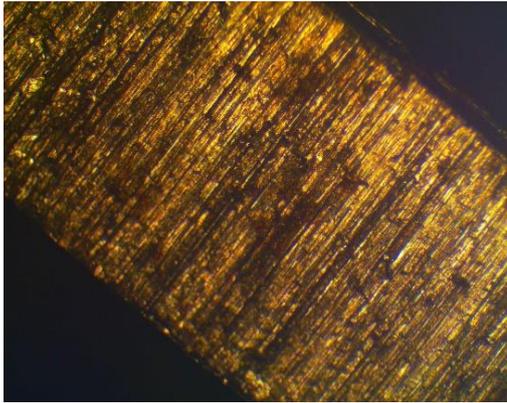


Figura 59 Diente del cuadrante 1(medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

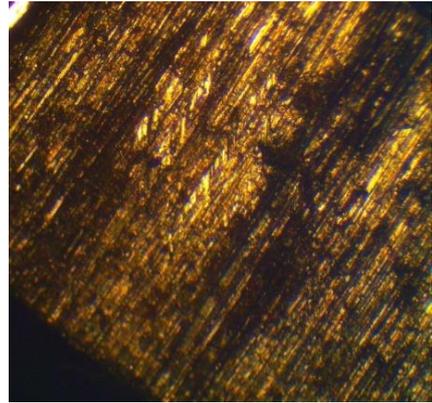


Figura 60 Diente del cuadrante 2 (filo)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

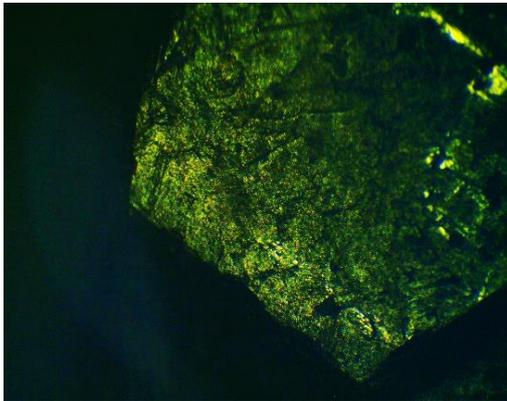


Figura 61 Diente del cuadrante 3 (filo)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

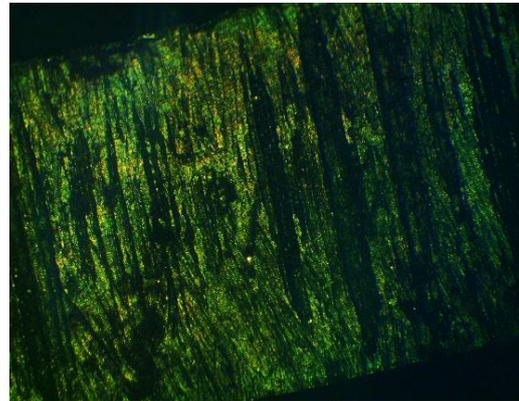


Figura 62 Diente del cuadrante 4(medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Con las imágenes presentadas se logra observar las superficies de diferentes partes de los dientes de cada cuadrante, donde a simple vista se puede identificar como quedo la cara del diente después de ser fresado y por otra parte los límites del diente se logran ver que aún no tiene un desgaste.

1.1.1.1. Engranés con tratamiento puestos al microscopio

a. Piñón



Figura 63 Diente del cuadrante 1 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

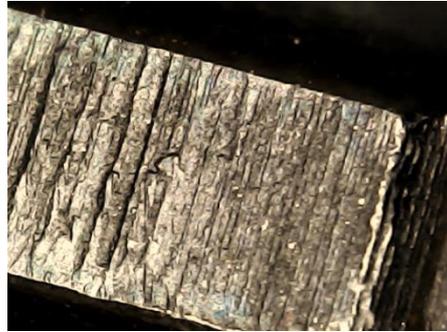


Figura 64 Diente del cuadrante 2 (filo)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

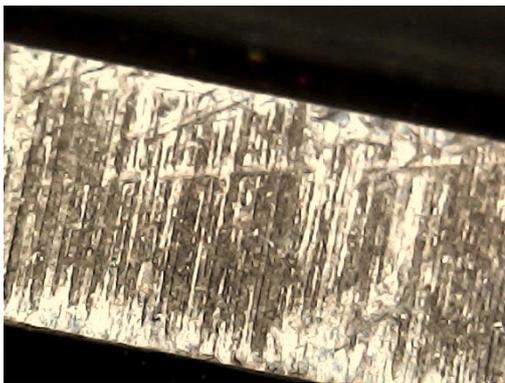


Figura 65 Diente del cuadrante 3 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

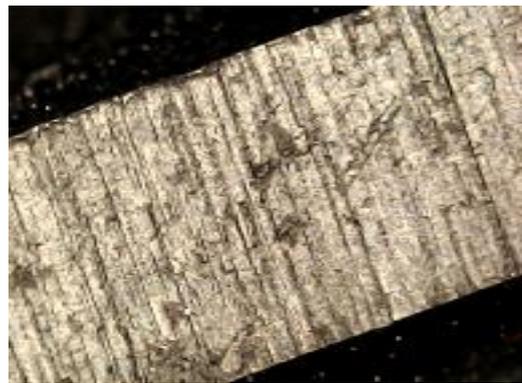


Figura 66 Diente del cuadrante 4 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

b. Engrane

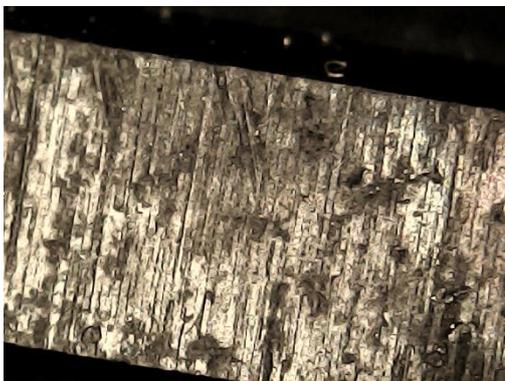


Figura 67 Diente del cuadrante 1 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 68 Diente del cuadrante 2 (filo)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

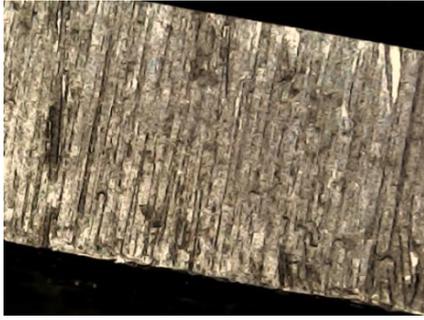


Figura 69 Diente del cuadrante 3 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

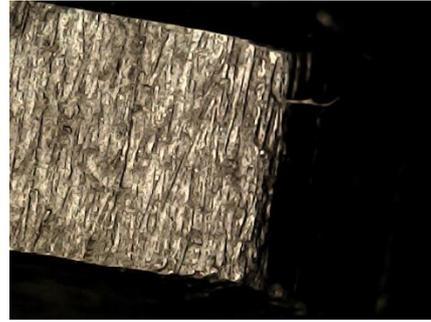


Figura 70 Diente del cuadrante 4 (filo)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Como se logra ver las superficies de las diferentes partes de los dientes de las ruedas dentadas, están con el maquinado último del fresado sin ser puestos aun a trabajo, también en sus límites de dientes no presentan ninguna rebaba y ningún desgaste.

Puesto que, por limitaciones del microscopio del laboratorio de la Universidad, no se logró enfocar las caras laterales del diente del engranaje y tampoco los flancos. Por esta razón las imágenes presentadas son de partes que se lograron enfocar en dicho microscopio.

4.4.2 Engranajes con 24 horas de trabajo.

A los dos pares de engranajes en esta parte de las pruebas, se le sometió a cada par a 24 horas de trabajo en la máquina para ensayo de engranajes, sin ningún tipo de lubricante y con las mismas cargas tanto como rpm y peso para el freno.

Para las primeras 24 horas se trabajó con 500 [rpm] y con un peso de 1 [kg].



Figura 71 Balanza marcando 1 [kg].

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 72 Máquina de ensayo de engranajes rectos sometidos a fatiga.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En la fotografía anterior se puede visualizar a la máquina de ensayo de engranajes rectos sometido a fatiga trabajando con uno de los pares de engranajes.

Para poder ir llevando constancia del trabajo que la máquina de ensayo de engranajes rectos sometido a fatiga ha ido desarrollando, con el sistema Node-RED es posible la recolección de datos que la máquina arroja durante el trabajo. Por eso se presenta la siguiente Tabla:

Tabla 30 Datos de las cargas y valores recolectados durante la prueba de 24 horas de trabajo

	Con tratamiento térmico				Sin tratamiento térmico			
	Revoluciones [rpm]	Peso [kg]	Torque [Nm]	Potencia de frenado [kW]	Revoluciones [rpm]	Peso [kg]	Torque [Nm]	Potencia de frenado [kW]
Piñón	500	1	2,4	0,43	500	1	2,4	0,43
Engranaje	333	1	2,4	0,43	333	1	2,4	0,43

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Las siguientes imágenes son parte del sistema Node-RED mediante el cual se puede controlar a la máquina de ensayos de engranajes, también se visibiliza los datos obtenidos que está pasando mientras se pone a marcha la máquina.



Figura 73 Sistema Node-RED (indicadores y controladores).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En la imagen mostrada anterior se puede ver los datos arrojados por dicho sistema, también se puede activar y desactivar la máquina y con la velocidad se le puede ir aumentando porcentualmente ya que el valor que aparece en la imagen no significa que este girando a 3000 [rpm]; esos 3000 es un porcentaje utilizado para mandar como dato al variador y el poder con este transformarle a 500 [rpm], mediante un interpretador conectado al cerebro de la máquina el cual da las ordenes al sistema.

A continuación, se presentarán las tablas las cuales mediante cálculos con los datos obtenidos del diseño y los actuales en este literal, dan como resultado lo siguiente, tanto para los engranajes sin tratamiento térmico, como para los que si están cementados.

Tabla 31 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes sin tratamiento térmico

Descripción	Piñón	Engrane
Ciclos	$7,2 \times 10^5$	$4,8 \times 10^5$
Esfuerzo de tensión de contacto [MPa]	434,65	354,59
Esfuerzo de contacto permisible [MPa]	398,05	407,19
Factor de seguridad de contacto	0,84	1,32
Esfuerzo de Tensión de Flexión [MPa]	41,85	37,85
Resistencia a la Fatiga a la Flexión [MPa]	71,16	62,42
Factor de seguridad a Flexión	1,7	1,6

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Tabla 32 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes con tratamiento térmico

Descripción	Piñón	Engrane
Ciclos	$7,2 \times 10^5$	$4,8 \times 10^5$
Esfuerzo de tensión de contacto [MPa]	434,65	354,59
Esfuerzo de contacto permisible [MPa]	2088,46	2092,41
Factor de seguridad de contacto	23,09	34,82
Esfuerzo de Tensión de Flexión [MPa]	41,85	37,85
Resistencia a la Fatiga a la Flexión [MPa]	366,65	368,15
Factor de seguridad a Flexión	8,8	9,7

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

El propósito de estas tablas es tener un razonamiento técnico al comparar los datos calculados y el desgaste producido, por razones que, para la prueba, los mismos datos que se utilizaron en los cálculos son aplicados en la máquina.

Al culminar las 24 horas de trabajo los engranajes con tratamiento térmico no presentan algún desgaste severo como se logra apreciar en la siguiente Figura:



Figura 74 Rueda dentada con tratamiento térmico cementado después de 24 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Como se consigue ver después de 24 horas de trabajo no tienen algún desgaste en ninguna parte de los dientes sea el pico, caras laterales y flancos, contando también que trabajó sin lubricante. Más adelante se podrá observar puesto al microscopio para ver si le ocurrió algo a su estructura de la superficie.

Como siguiente se tiene a una de las ruedas dentadas sometida a las mismas cargas que las anteriores, con la diferencia que estas no tienen ningún tipo de tratamiento térmico, como se verá a continuación:



Figura 75 Engranajes sin tratamiento térmico con 24 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

A simple observación se logra diferenciar el desgaste ocurrido dentro de la caja de engranajes por parte de las ruedas dentadas sin tratamiento térmico y como se puede admirar en la siguiente imagen si ha ocurrido un desgaste notorio en los dientes de este.

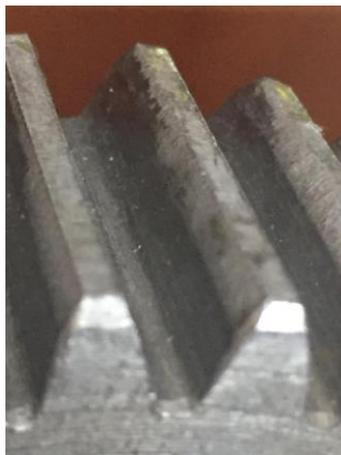


Figura 76 Dientes de engranaje sin tratamiento térmico con desgaste en las caras laterales.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Sin necesidad de un microscopio se visualiza que en las caras laterales de los dientes del engranaje sin tratamiento térmico existe un desgaste debido al contacto entre las caras de los engranajes. Posteriormente se visualizará mediante el microscopio.

4.4.2.1 Engranajes sin tratamiento puestos al microscopio

a. Piñón

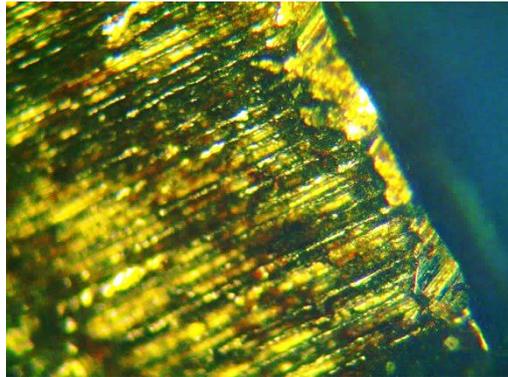


Figura 77 Diente del cuadrante 1(filo).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

A simple vista la diferencia que existe en la superficie del diente es notoria, debido a que como uno de los lados es el que tiene más contacto sufre el desgaste en una de las caras, pero esta imagen es tomada de la parte superior del diente denominado pico en donde se puede apreciar la rebaba ocasionada por el contacto entre superficies.

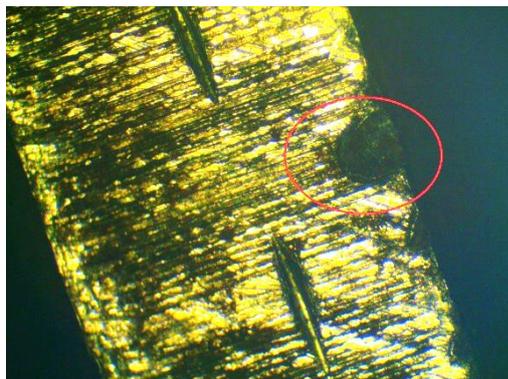


Figura 78 Diente del cuadrante 2 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En esta Figura claramente se puede ver la existencia de un poro grande y otros pequeños poros, además si se observa los límites del diente se puede sacar como conclusión que uno de los lados está intacto a comparación del otro, esto se debe a que uno de los lados es el que se mantiene en contacto al momento de generar el trabajo es por eso el desgaste ocurrido.

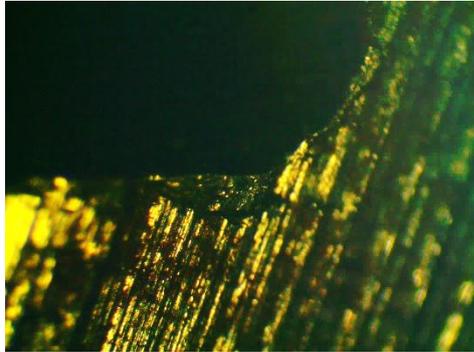


Figura 79 Diente del cuadrante 3 (flanco).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

A diferencia de las anteriores imágenes este diente presenta un poro en la parte del flanco de uno de los dientes del cuadrante 3, este tipo de fatiga se da cuando existe un exceso de material y posteriormente aplicarle una carga de aplastamiento al momento que los dientes encajan, el material se desprende convirtiéndose en limalla.

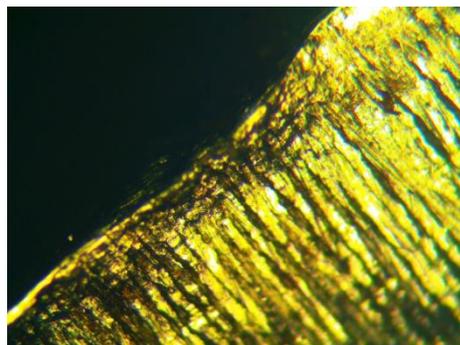


Figura 80 Diente del cuadrante 4 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se aprecia en esta imagen la discontinuidad ocurrida en uno de los límites del diente producido por el contacto entre superficies.

b. Engranaje

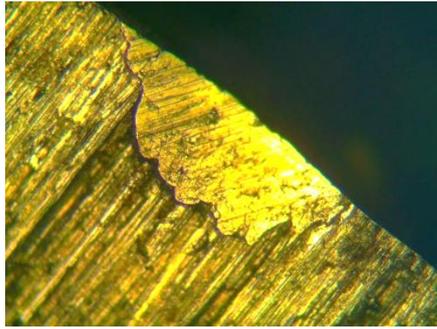


Figura 81 Diente del cuadrante 1(medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En el límite del diente, el cual más contacto tiene se le ha producido una rebaba, se debe tomar en cuenta que este defecto es por el excedente de material.

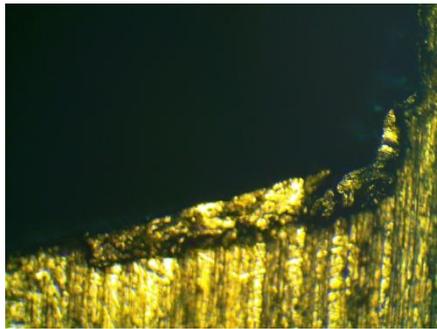


Figura 82 Diente del cuadrante 2 (flanco)

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En el flanco del diente se ha producido un desprendimiento de material por las mismas causas anteriormente descritas del exceso de material existente.

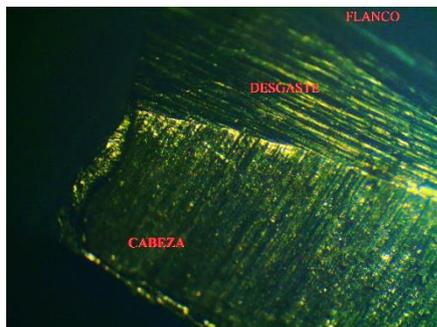


Figura 83 Diente del cuadrante 3 (filo).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Oportunamente se puede ver en la imagen el desgaste ocurrido en uno de los filos del diente el cual ha ocurrido después de 24 horas de trabajo, claramente se logra apreciar la aparición de tres distintas superficies como son el de la cabeza del diente, la cara lateral donde sufrió el desgaste y por último el flanco.

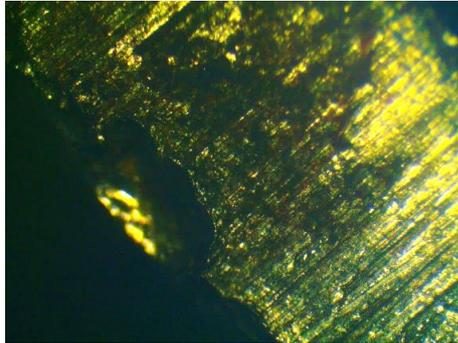


Figura 84 Diente del cuadrante 4 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Con ayuda del microscopio aumentado a 5X es posible ver este desprendimiento de material que ha ocurrido en las primeras 24 horas de trabajo. Este tipo de desprendimiento se debe a que como el engranaje no cuenta con un tratamiento térmico, este se vuelve frágil superficialmente, el cual partes como esta están propensas a sufrir por fatiga superficial.

Como se ha logrado apreciar con estas imágenes aumentadas 5 veces el alcance ocular, se puede identificar las diferentes deformaciones que han aparecido en las 24 horas de trabajo continuo. Estas irregularidades en los dientes de los engranajes son muy predecibles debido a que no cuentan con el cementado, unos de los tratamientos más importantes para el uso correcto de los engranajes.

Por lo mostrado en la Tabla 31 se puede observar que en el piñón a los $7,2 \times 10^5$ ciclos tiene un factor de seguridad al contacto de 0,84 dando a entender que es propenso a una falla superficial y se ha validado con las imágenes mostradas en esta sección.

4.4.2.2 Engranés con tratamiento puestos al microscopio

a. Piñón

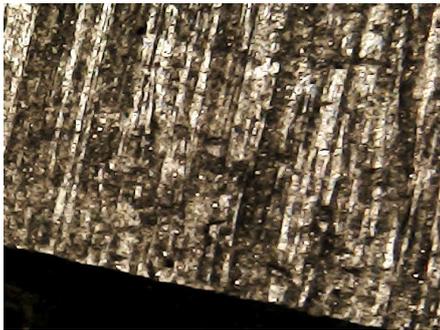


Figura 85 Diente del cuadrante 1 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

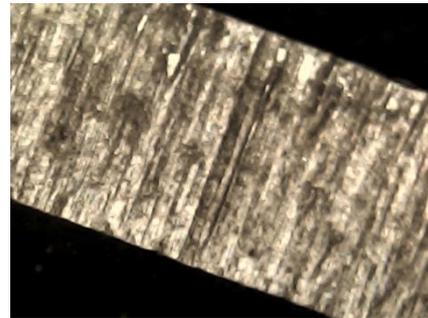


Figura 86 Diente del cuadrante 2 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

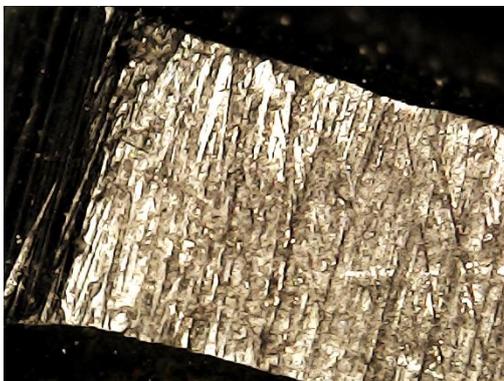


Figura 87 Diente del cuadrante 3 (filo)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

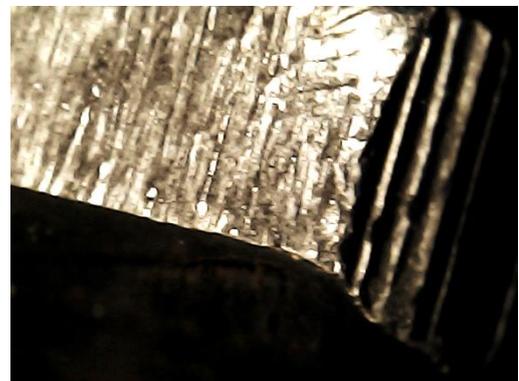


Figura 88 Diente del cuadrante 4 (filo)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

b. Engranajes

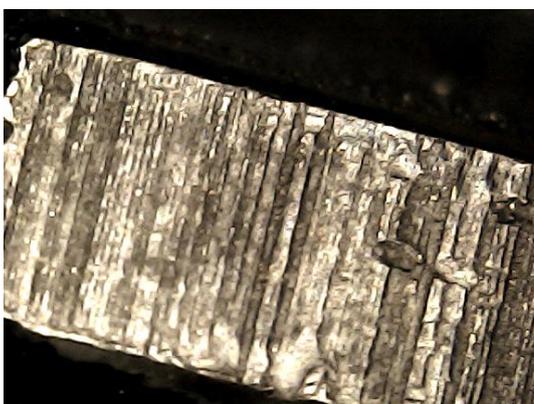


Figura 89 Diente del cuadrante 1 (filo)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

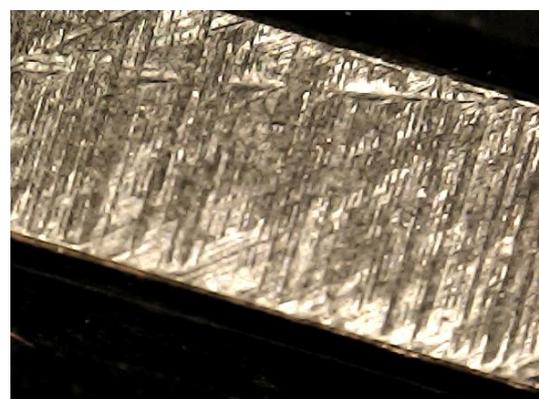


Figura 90 Diente del cuadrante 2 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

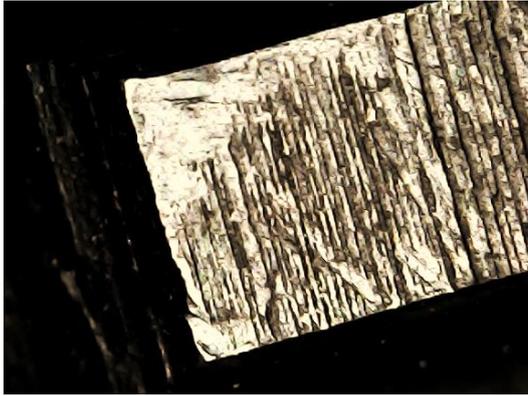


Figura 91 Diente del cuadrante 3(filo)

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 92 Diente del cuadrante 4(medio)

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Es muy evidente que a pesar de haber trabajado 24 horas sin paros y sin lubricante el desgaste ocurrido en las ruedas dentadas con tratamiento es casi nulo, inclusive al aumentar a 5X no se nota un cambio significativo de deformidad en el diente.

En la Tabla 3 se observa que los engranajes con tratamiento térmico tienen valores altos de factor de seguridad por lo que no son propensos a sufrir daño alguno.

4.4.3 Engranajes con 48 horas de trabajo.

Para esta segunda parte se trabajó con 1.000 [rpm] y con un peso de 2 [kg].



Figura 93 Balanza marcando 2 [kg].

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 94 Máquina de ensayo de engranajes rectos sometidos a fatiga.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En la siguiente Tabla se puede determinar que los dos pares de engranes trabajan bajo las mismas cargas y condiciones, esto con ayuda del sistema Node-RED donde se obtiene los datos de torque y frenado que indica el software.

Tabla 33 Datos de las cargas y valores recolectados durante la prueba de 48 horas de trabajo

	Con tratamiento térmico				Sin tratamiento térmico			
	Revoluciones [rpm]	Peso [kg]	Torque [Nm]	Potencia de frenado [kW]	Revoluciones [rpm]	Peso [kg]	Torque [Nm]	Potencia de frenado [kW]
Piñón	1.000	2	3,36	0,48	1.000	2	3,36	0,48
Engranaje	666	2	3,36	0,48	666	2	3,36	0,48

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

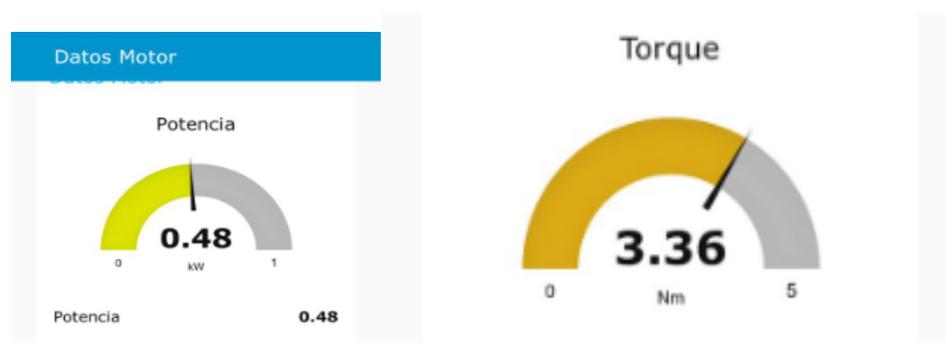


Figura 95 Sistema Node-RED (indicadores y controladores).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Como se explicó anteriormente estos indicadores y controladores permiten que a ambos pares de engranes trabajen a igual ritmo, con la finalidad de ver la fatiga producida en las superficies de los dientes de los engranajes.

Recordando al literal 4.4.2, se presentarán las tablas las cuales mediante cálculos con los datos obtenidos del diseño y los actuales en este literal, dan como resultado lo siguiente, tanto para los engranajes sin tratamiento térmico, como para los que si están cementados.

Tabla 34 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes sin tratamiento térmico

Descripción	Piñón	Engrane
Ciclos	$3,6 \times 10^6$	$2,4 \times 10^6$
Esfuerzo de tensión de contacto [MPa]	325,21	265,64
Esfuerzo de contacto permisible [MPa]	363,74	372,10
Factor de seguridad de contacto	1,25	1,96
Esfuerzo de Tensión de Flexión [MPa]	23,43	23,45
Resistencia a la Fatiga a la Flexión [MPa]	62,42	68,66
Factor de seguridad a Flexión	2,7	2,9

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Tabla 35 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes con tratamiento térmico

Descripción	Piñón	Engrane
Ciclos	$3,6 \times 10^6$	$2,4 \times 10^6$
Esfuerzo de tensión de contacto [MPa]	325,21	265,48
Esfuerzo de contacto permisible [MPa]	1852,29	1894,83
Factor de seguridad de contacto	32,44	50,94
Esfuerzo de Tensión de Flexión [MPa]	23,43	21,22
Resistencia a la Fatiga a la Flexión [MPa]	368,65	368,65
Factor de seguridad a Flexión	15,7	17,4

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Como lo anteriormente descrito estas tablas servirán para la comparación técnica de los esfuerzos sacados y el desgaste ocasionado por los mismos valores de la máquina. Al haber transcurrido 48 horas de trabajo para cada par de engranes, se mostrará los que ha pasado a simple vista como se puede ver en las siguientes imágenes:



Figura 96 Engranajes rectos sometidos a 48 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 97 Piñón con tratamiento térmico después de 48 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En ambas imágenes se puede determinar que el impacto de rozamiento entre superficies ya es notorio, pero siendo estos los engranajes con tratamiento no es un desgaste el que a simple vista se logra ver, es un descascaramiento superficial de las partículas de carbono, las cuales fueron utilizadas en el cementado. Pero de igual manera más adelante se lo vera por el microscopio.

Por otro lado, en las siguientes imágenes se presentarán a los engranes sin tratamiento térmico después de 48 horas de trabajo:



Figura 98 Engranajes sin tratamiento térmico después de 48 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

La presencia de limallas que se encuentran en las paredes de la caja de engranajes es un indicativo del desgaste progresivo que sufrieron las ruedas dentadas, a comparación de la anterior prueba de 24 horas, en esta se nota una capa más gruesa de limallas y el desgaste es mayor como se puede ver a continuación:



Figura 99 Engranaje sin tratamiento térmico después de 48 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Sin dificultad se visualiza la fatiga en las caras laterales de cada diente el cual es notorio, donde el desgaste ya abarca toda la longitud del diente, a comparación de la primera prueba.

Debido a las limitaciones que se tuvo con el microscopio de la Universidad, se optó en comprar un microscopio que se pueda manejar para la captura de imágenes de las caras

laterales y de los flancos de los dientes que han sufrido algún desgaste, es por eso por lo que las imágenes tendrán otros tipos de definiciones de colores, así como se les presentaran en los literales siguientes.

4.4.3.1 Engranajes sin tratamiento puestos al microscopio

a. Piñón

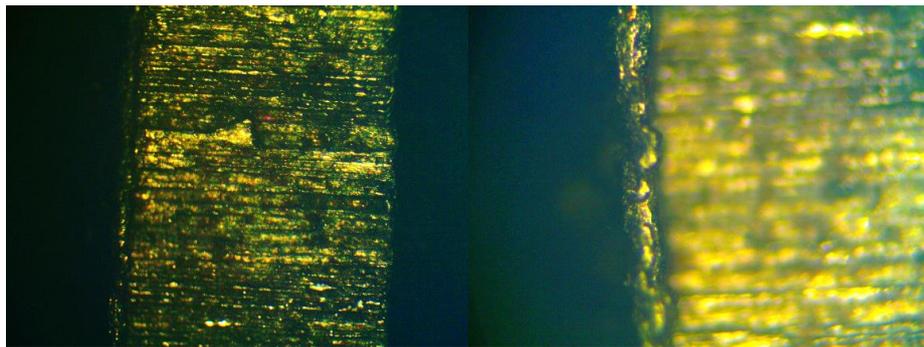


Figura 100 Diente del cuadrante 1(medio). A su izquierda con 5X y derecha a 10X de acercamiento óptico. Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En las imágenes presentadas se puede identificar el desgaste ocurrido en uno de los límites del diente, debido a que dicho lado es el que mantiene contacto al generar el trabajo.

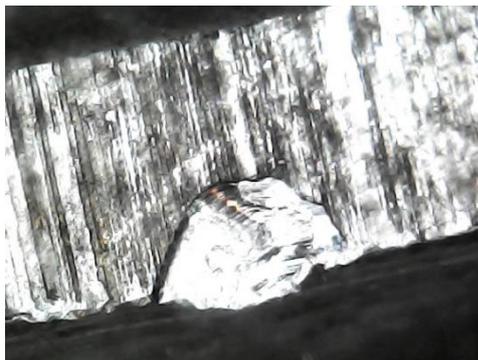


Figura 101 Diente del cuadrante 2(medio).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Claramente se logra admirar un desprendimiento de material o también conocido como cavitación.

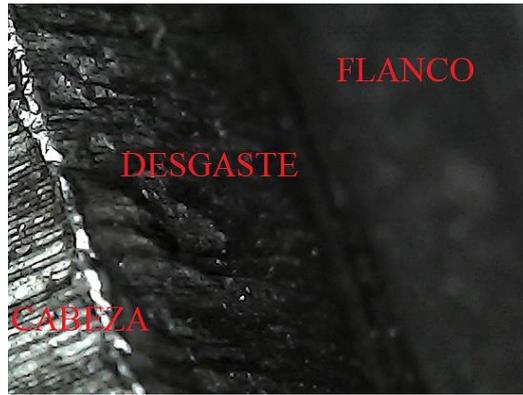


Figura 102 Diente del cuadrante 3(medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Gracias al microscopio que se invirtió fue posible sacar esta imagen el cual se logra ver tres partes del diente y sus diferentes fatigas producidas en 48 horas de trabajo. Se comenzará por la parte de la cabeza del diente en donde aparece una rebaba en el límite de la cabeza, como siguiente en la parte de la cara lateral se presenta un desgaste abrasivo y por final el flanco donde su superficie sigue intacta.

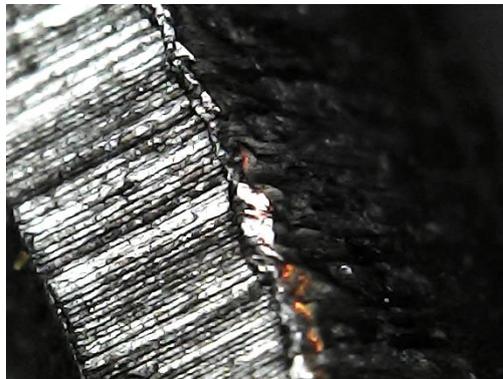


Figura 103 Diente del cuadrante 4(medio)

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

La imagen muestra un desgaste abrasivo a una de las caras laterales del diente del piñón, de igual manera uno de los límites de la cabeza de los dientes ha perdido en su totalidad una secuencia recta.

b. Engrane

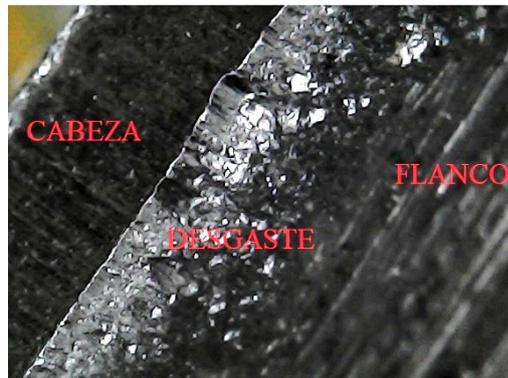


Figura 104 Diente del cuadrante 1 (medio)
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Con la imagen presentada se puede ver el desgaste abrasivo en la cara lateral del diente, pero a diferencia del piñón los límites de la cabeza de este no presentan mucha deformación.

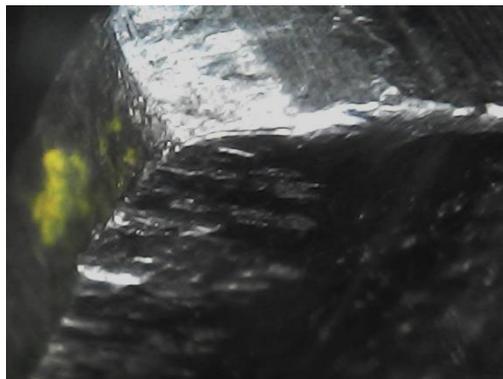


Figura 105 Diente del cuadrante 2 (filo).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

A simple observación se ve uno de los filos del diente con algunos tipos de fatiga, como por ejemplo en la cara lateral el desgaste abrasivo, en la parte frontal del diente existe una rebaba el cual nos lleva a una deformación plástica del material.

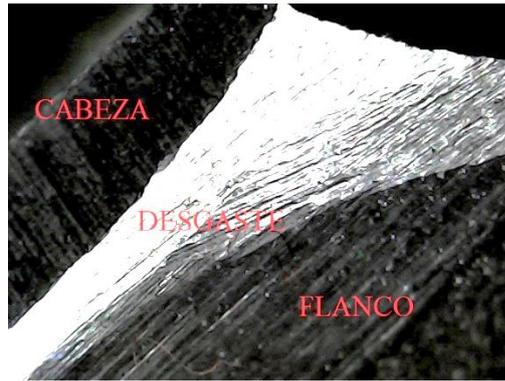


Figura 106 Diente del cuadrante 3(filo).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Como se logra visualizar fácilmente el desgaste producido a uno de los extremos del diente debido al excedente de material en dicha zona.

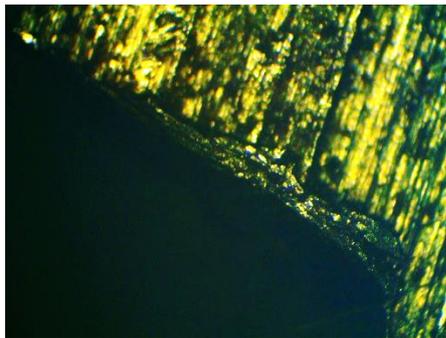


Figura 107 Diente del cuadrante 4(filo).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En la parte frontal del diente, en la zona de flanco, se creó un poro debido al excedente de material.

A diferencia de la primera prueba de 24 horas, esta con ayuda de otro microscopio ha logrado visualizar de mejor manera la fatiga existente en los engranajes sin tratamiento térmico. Teniendo en cuenta que los piñones son aquellos que sufrieron más desgaste a comparación del engrane debido a los ciclos que da cada uno.

Al trabajar los $3,6 \times 10^6$ ciclos el piñón presenta un factor de seguridad de contacto de 1,25 que indica que el motor al trabajar a 1000 rpm genera un torque menor, que no produce un esfuerzo suficiente que genere fallas, pero con las imágenes se puede

observar que tanto el piñón como el engrane va teniendo más desgaste, debido al constante contacto que existe después de fallo en el primer día de trabajo

4.4.3.2 Engranés con tratamiento puestos al microscopio

a. Piñón

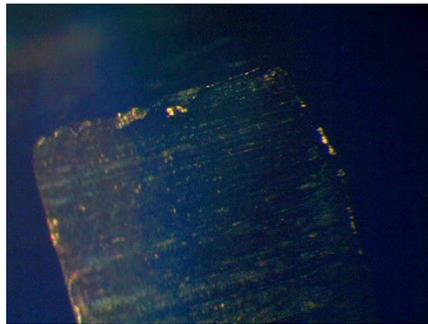


Figura 108 Diente del cuadrante 1 (filo).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Esta imagen muestra que uno de los límites del diente tiene unas rebabas no tan notorias a simple vista.

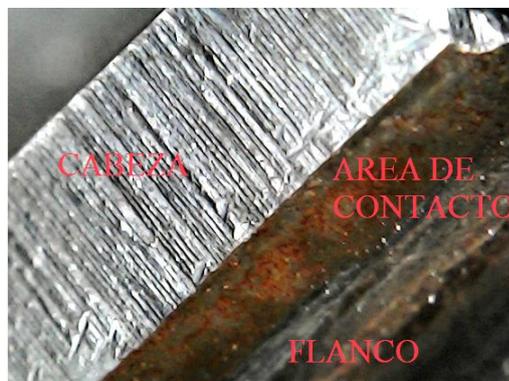


Figura 109 Diente del cuadrante 2 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En esta imagen se puede ver una parte con un color rojizo, esto se observó en la Figura 97 y se explicó que es el descascaramiento de las partículas de carbono utilizados en el tratamiento térmico, más no por presencia de un desgaste agresivo.

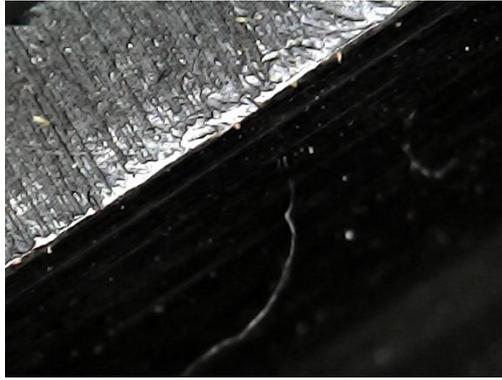


Figura 110 Diente del cuadrante 3 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Existe una rebaba en el filo del diente, pero a simple vista es imperceptible, es una cantidad considerablemente cuasi nula, no es considerado como un desgaste agresivo.

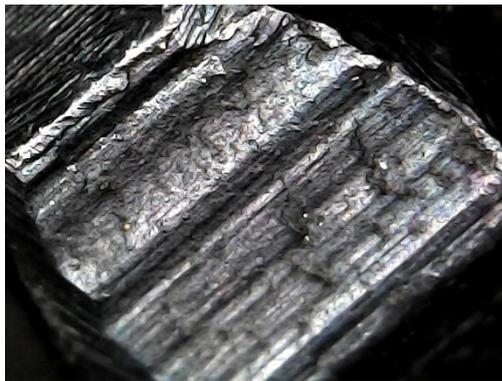


Figura 111 Diente del cuadrante 4 (lado frontal).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Esta parte frontal del diente presenta una rebaba pequeña en uno de sus límites la cual es el lado que más contacto se tiene.

La diferencia entre los dos pares de engranajes con tratamiento térmico y sin tratamiento térmico son muy notorios a partir de la existencia de desprendimiento de material y la deformación de los dientes, aunque en los engranajes con tratamiento son muchos más resistentes.

4.4.4 Engranajes con 96 horas de trabajo.

Para esta tercera parte se trabajó con 1500 [rpm] y con un peso de 4 [kg].



Figura 112 Balanza marcando 4 [kg].

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 113 Máquina de ensayo de engranajes rectos sometidos a fatiga.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Descrito con anterioridad a esta máquina se le someterá por 96 horas cada par de engranes para luego de haber realizado la prueba y poder identificar los tipos de fatiga que puedan presentarse al forzarles a los engranes a trabajar bajo condiciones no aptas. Para tener constancia de los datos y los esfuerzos establecidos en la máquina sean iguales para ambos pares de engranes se presenta la siguiente Tabla:

Tabla 36 Datos de las cargas y valores recolectados durante la prueba de 96 horas de trabajo

	Con tratamiento térmico				Sin tratamiento térmico			
	Revoluciones [rpm]	Peso [kg]	Torque [Nm]	Potencia de frenado [kW]	Revoluciones [rpm]	Peso [kg]	Torque [Nm]	Potencia de frenado [kW]
Piñón	1500	4	5,67	0,62	1500	4	5,67	0,62
Engranaje	1000	4	5,67	0,62	1000	4	5,67	0,62

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 114 Sistema Nod-RED (indicadores y controladores).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se presentarán las tablas las cuales mediante cálculos con los datos obtenidos del diseño y los actuales en este literal, dan como resultado lo siguiente, tanto para los engranajes sin tratamiento térmico, como para los que si están cementados.

Tabla 37 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes sin tratamiento térmico

Descripción	Piñón	Engrane
Ciclos	$12,24 \times 10^6$	$8,16 \times 10^6$
Esfuerzo de tensión de contacto [MPa]	276,20	225,52
Esfuerzo de contacto permisible [MPa]	340,03	347,45
Factor de seguridad de contacto	1,52	2,37

Esfuerzo de Tensión de Flexión [MPa]	16,90	15,31
Resistencia a la Fatiga a la Flexión [MPa]	62,42	62,42
Factor de seguridad a Flexión	3,7	4,1

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Tabla 38 Esfuerzos y factores de seguridad de engranajes con tratamiento térmico

Descripción	Piñón	Engrane
Ciclos	$12,24 \times 10^6$	$8,16 \times 10^6$
Esfuerzo de tensión de contacto [MPa]	276,20	225,52
Esfuerzo de contacto permisible [MPa]	1731,52	1769,33
Factor de seguridad de contacto	39,30	61,55
Esfuerzo de Tensión de Flexión [MPa]	16,90	15,31
Resistencia a la Fatiga a la Flexión [MPa]	368,65	368,65
Factor de seguridad a Flexión	21,8	24,1

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Estas tablas serán utilizadas para la comparación técnica de los cálculos y el desgaste producido en la vida real por la máquina que de igual manera trabaja con los mismos datos. Se puede observar factores de seguridad elevados pues a la velocidad que se trabaja no forma un torque muy exigente que genere esfuerzos que puedan afectar a los engranajes.

Al transcurrir las 96 horas de trabajo para cada par de engranes en condiciones antes descritas, se ha logrado estudiar el desgaste que pueden pasar las ruedas dentadas al no ser protegidas con alguna clase de lubricante, a continuación, se podrá ver lo que ocurre al haberlos expuestos a esta prueba:



Figura 115 Engranajes con tratamiento térmico sometido a 96 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

A simple percepción los engranajes con tratamiento térmico han pasado por descascarar el excedente de partículas recibidas al momento del cementado, a continuación, en la siguiente imagen se ve el engrane y su superficie de contacto:



Figura 116 Piñón y engranaje con tratamiento térmico después de 96 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

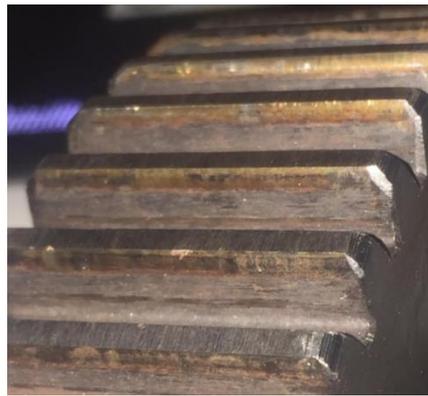


Figura 117 Caras laterales puestas a contacto.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se puede observar que a diferencia de las anteriores imágenes presentadas en los literales ya pasados, estos engranajes si presentan un desgaste.

Como siguiente prueba se les sometió a los engranajes sin tratamiento a las mismas cargas y en las imágenes siguientes se logrará ver lo que les paso.



Figura 118 Caja de engranajes después de que los engranajes sin tratamiento trabajen 96 horas.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

La capa de limallas que habían dejado los engranajes sin tratamiento luego de la prueba de 96 horas fue grande debido al que desgaste alcanzo hasta el flanco de los dientes como se podrá ver a continuación.



Figura 119 Piñón y engrane sin tratamiento térmico después de 96 horas de trabajo.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



Figura 120 Caras laterales puestas a contacto.

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Con dichas imágenes se logró ver a simple vista el desgaste ocurrido en las caras laterales del engrane, también se puede determinar que fue un desgaste abrasivo el que sufrió este.

4.4.4.1 Engranés sin tratamiento puestos al microscopio

a. Piñón

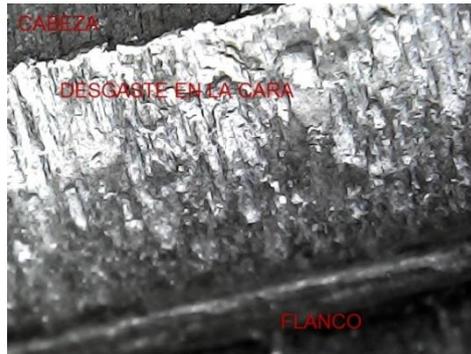


Figura 121 Diente del cuadrante 1 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

El desgaste se ha ido aumentando en los engranes conforme se ha incrementado los ciclos y el peso, en esta imagen se puede presenciar un desgaste abrasivo ocurrido en la cara lateral casi sin dejar rastro del flanco.

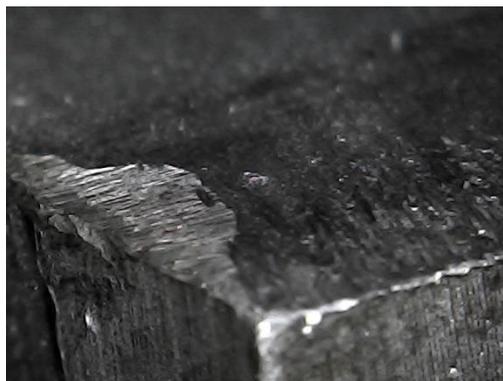


Figura 122 Diente del cuadrante 2(filo).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En esta imagen se puede ver al filo del diente con una escoriación producida por el choque de metal y sin una película de aceite, también se logra apreciar que en la cabeza del diente uno de los límites está con rebabas y la cara lateral un desgaste abrasivo.

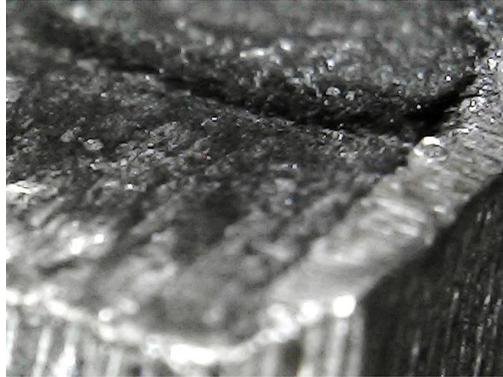


Figura 123 Diente del cuadrante 3 (filo).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En este diente se logra ver las rebabas que están en el límite del diente y por otro lado el desgaste abrasivo en uno de los costados.

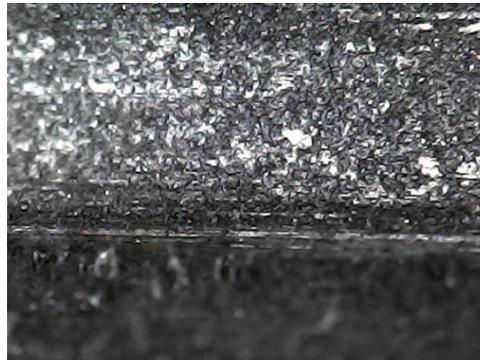


Figura 124 Diente del cuadrante 4 (medio).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Aquí se puede admirar la estructura de un desgaste abrasivo de una de las caras laterales puestas a contacto.

b. Engranaje

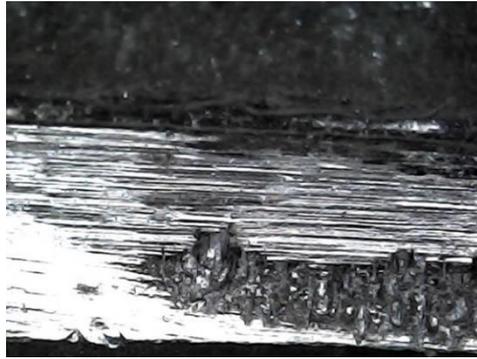


Figura 125 Diente del cuadrante 1 (medio).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En la cara lateral de este diente se ha presentado tres tipos de fatiga como son el desgaste abrasivo, micropicadura por descostrado, y el rayado al filo del flanco.

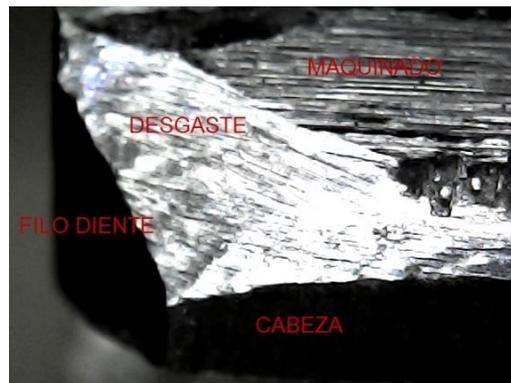


Figura 126 Diente del cuadrante 2(filo).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Como se puede observar en la imagen el desgaste es muy notorio, también la aparición de micropicaduras en el filo del diente.

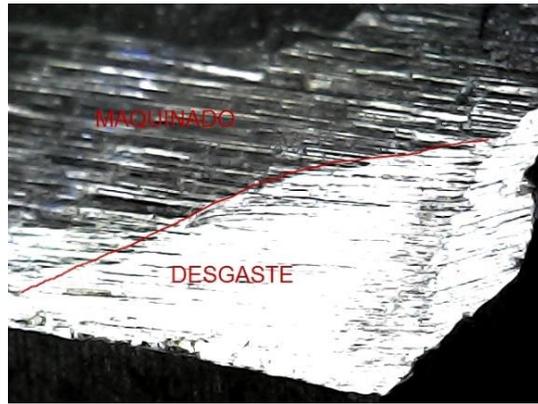


Figura 127 Diente del cuadrante 3 (fillo).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

El desgaste se aprecia en el filo de diente debido al excedente de material y las horas de trabajo también influyen.

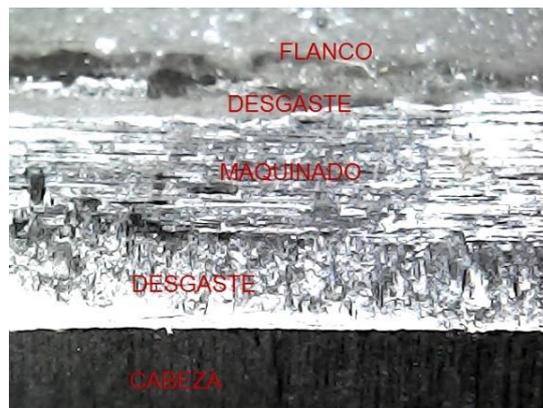


Figura 128 Diente del cuadrante 4 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En esta imagen se logra ver los diferentes tipos de superficies creados después de haberlo puesto a prueba donde aparece un desgaste abrasivo y en la zona del flanco también existe una rayadura.

A las $12,24 \times 10^6$ ciclos se ven un factor de seguridad de contacto de 1,52 que al igual que el ensayo anterior el motor no genera un torque suficiente para generar daños, pero al estar en contacto con el fallo del primer día el desgaste sigue creciendo es por eso que se visualizó en las imágenes el desgaste existente.

4.4.4.2 Engranés con tratamiento puestos al microscopio

a. Piñón



Figura 129 Diente del cuadrante 1 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

A pesar de haber trabajado por 96 horas seguidas se logra ver que la superficie no tiene un daño severo para hacerle pasar por desgaste, como se habló anteriormente de un descascamiento las partículas de carbón utilizadas para el tratamiento térmico.



Figura 130 Diente del cuadrante 2 (filo).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se nota claramente el desgaste ocurrido en este diente por exceso de material, junto a él la rebaba en el límite del diente y lo que está de color rojizo es el desprendimiento de las partículas de carbono del cementado, pero no es que haya sufrido algún desgaste.



Figura 131 Diente del cuadrante 3(filo).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Este diente presenta un desgaste en el filo debido al exceso de material, pero se debe tener en consideración que ese desgaste es muy pequeño, no tan notable a simple vista.

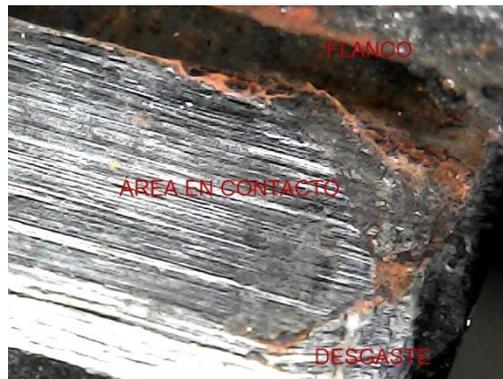


Figura 132 Diente del cuadrante 4 (filo).
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Como se ha venido mencionando la presencia de ese color rojizo es el desprendimiento de la capa superficial de carbono que se da al hacerle un tratamiento térmico, por otra parte, el desgaste al filo del diente.

b. Engrane



Figura 133 Diente del cuadrante 1(medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Este tipo de falla que se puede apreciar se denomina desgaste por pulido, debido al contacto de metales sin ninguna película de lubricante.



Figura 134 Diente del cuadrante 2 (filo).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se puede presenciar también que en los engranajes con tratamiento también sufrió un desgaste abrasivo, una de las razones por las que se puede dar es debido a que quizá esa parte del diente no recibió la temperatura adecuada o al rato de enfriarse este diente tuvo otro flujo.



Figura 135 Diente del cuadrante 3(medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Se logra ver una especie de pulido en la parte del flanco del diente, y también el fresado con que inicialmente la superficie del diente estaba, entonces se puede sacar de conclusión que si ha existido un desgaste por pulido.



Figura 136 Diente del cuadrante 4 (medio).

Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

En esta imagen del diente del cuadrante 4 se puede apreciar más claramente el desgaste por pulido que se da en la cara lateral de los dientes del engrane. Este tipo de desgaste por pulido se da más en materiales duros el cual no es fácil el desprendimiento de material.

Se logró apreciar el trabajo que ha realizado la máquina de ensayos de engranajes sometidos a fatiga, cumpliendo con las expectativas y consiguiendo los resultados visibles esperados, también mediante los cálculos realizados se pudo ver las fallas que se fueron dando según los ciclos trabajados, todo esto validado con los esfuerzos generados y factores de seguridad.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Al culminar el proyecto se puede concluir que el diseño y construcción de una máquina de ensayos de engranajes sometidos a fatiga se ha concluido satisfactoriamente, con los ensayos y resultados que validan un correcto desempeño de la máquina y obteniendo un 82% de eficiencia con relación a la lectura de datos arrojados por la máquina y el cálculo teórico.
- Se estudió las ecuaciones para el análisis y el diseño de engranes que serán sometidos a fatiga, obteniendo por ejemplo el cálculo de esfuerzo de tensión de flexión 41,85[MPa], resistencia a la fatiga por flexión 71,16[MPa] y factor de seguridad 1,7 del piñón en su primer día de trabajo; todos datos conseguidos basándose en la normativa AGMA.
- De acuerdo con la selección de alternativas se eligió la máquina FZG que cumple con el 80% de las expectativas deseadas para el diseño, construcción y funcionamiento.
- Cada elemento que interviene en el proyecto fue calculado y analizado, obteniendo valores de factores de seguridad superiores a 1, con el fin de satisfacer el correcto funcionamiento de la máquina para los diferentes ensayos y garantizar la seguridad del operario.
- Se validó el correcto funcionamiento de la máquina pues al trabajar 168 horas sin interrupciones y con pesos de 1, 2 y 4 kilos por cada juego de engranajes, respondiendo así adecuadamente a diferentes condiciones de trabajo.
- Mediante inspección visual se observó que luego de un tiempo de trabajo de alrededor de los $7,2 \times 10^5$ ciclos los engranes sin tratamiento térmico presentaron fatiga por desgaste abrasivo y micropicaduras debido a que su factor de seguridad por contacto es de 0,84.
- Se compararon los resultados analíticos, especialmente teniendo en cuenta los factores de seguridad, también se observó las pruebas experimentales con ayuda del microscopio y se concluyó que los engranajes con factores de seguridad inferiores a 1 son los más propensos a sufrir fatiga, en especial por esfuerzos de contacto.
- La cara del diente es el lugar donde más se presenta inconvenientes y es comprensible pues es el área donde se tiene el mayor contacto y se genera las fuerzas tangencial y normal.

- La máquina además de analizar el desgaste de engranajes rectos, helicoidales y cónicos puede utilizarse para ensayos de lubricantes, ayudando así a la comprensión de más temas de estudio.

Recomendaciones

El uso de la máquina en revoluciones altas ayuda a no tener inconvenientes de calentamiento en el motor, pues su ventilador cumple con la función de refrigeración. La utilización de un motorreductor ayudaría a generar mayor torque, para así ver mayor desgaste en los ensayos.

Es útil usar catálogos que pueden brindar información de cada implemento, ayudando a un correcto diseño y desarrollo en el proyecto.

Es recomendable para evitar el desgaste en los engranajes tienen que ser sometidos a un tratamiento térmico de cementado, temple y revenido el cual sería lo ideal para su funcionamiento en condiciones reales de trabajo.

Siempre se debe tener en cuenta las normas de seguridad al momento de operar una máquina, en este caso hay que tener cuidado con el giro de los engranajes y ejes y las partículas que pueden desprender las ruedas dentadas por su desgaste.

El mantenimiento de la máquina es importante y se recomienda una inspección a las distintas partes y brindar lubricación cada cierto tiempo en especial a los rodamientos.

En el presente proyecto se utilizó un mini controlador que tiene un buen desempeño en el funcionamiento de la máquina, pero la utilización de un PLC agilizaría los tiempos en programación, pero cabe recalcar que sería una inversión mayor y encarecería el costo de fabricación de la máquina.

En el desarrollo de las pruebas no se utilizó lubricación con el fin de que la fatiga pueda ser visualizada más rápidamente, pero la utilización de lubricantes es necesaria para poder alargar la vida útil de los engranajes y reducir el contacto existente entre ellos.

REFERENCIAS

- [1] Á. Machado , J. Moya, M. Dantas, C. Álvarez, R. Silva, F. França y O. Pallí, «Deterioro y modos de fallo en engranajes,» de *VIII Conferencia Científica Internecional de Ingeniería Mecánica*, Cuba, 2014.
- [2] J. Escacena, «Caracterización de las propiedades mecánicas del Aluminio 7075-T651,» [En línea]. Available: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4089/fichero/7.pdf>. [Último acceso: 02 2014].
- [3] Á. Machado y J. Moya, «Principales fallas en las transmisiones por engranajes,» *Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas*, pp. 62-67, 2005.
- [4] L. Benitez, «Las fallas en los engranajes,» *Universidad Nacional de Colombia*, pp. 40-52, 2000.
- [5] Rodríguez, «Deterioro y modos de fallo en engranajes,» *D.Á.S.M.*, 2014.
- [6] G. Miró, «Advanced Monitor Technologies,» 2018 03 13 . [En línea]. Available: <https://blog.atten2.com/elementos-de-desgaste-de-maquinaria-industrial>. [Último acceso: 05 2019].
- [7] L. Alban , «Systematic analysis of gear failures,» Ohio, 1990.
- [8] D. Mesa, C. Garzón y P. Tschiptschin, «Estudio del desgaste erosivo por cavitación de un acero austenítico de alto nitrógeno apoyado en el uso de la difracción de electrones retroproyectados-EBSD,» *Ingeniare*, vol. 18, nº 2, pp. 235-243, 2010.
- [9] F. Sadeghi, B. Jalalahmadi, T. Slack,, N. Rajee y N. Arakere , «A review of rolling contact fatigue,» *ASME*, vol. 131, nº 4, 2009.
- [10] M. Mackaldener, «Thooth interior fatigue fracture & robustness of gears,» pp. 11-38, 2012.
- [11] A. Voskamp, R. Osterlund, P. Becker y O. Vingsbo, «Gradual changes in residual stress and microstructure during contact fatigue in ball bearings,» *Technol*, nº 7, pp. 14-21, 1980.

- [12] P. Rycerz , A. Olver y . A. Kadiric , «Propagation of surface initiated rolling contact fatigue cracks in bearing steel,» *Elsevier*, vol. 97, pp. 29-38, 2016.
- [13] B. Farshid Sadeghi, « A review of rolling contact fatigue,» *Journal of tribology*, 2009.
- [14] F. Rodríguez, «Engranajes: Historia, fabricación y fallas,» 2013.
- [15] D. Rechetov, «Elementos de máquina,» Moscú, 1981.
- [16] C. Mendéz, «Los engranajes, su diseño y las fallas que presentan,» 2013.
- [17] S. L. Bryan , «INGENIERIA INDUSTRIALONLINE.COM,» 2016. [En línea]. Available:
<https://www.ingenieriaindustrialonline.com/herramientas-para-el-ingeniero-industrial/procesos-industriales/procesos-de-conformado/>.
 [Último acceso: 06 2019].
- [18] . G. Dambaugh, «Fatigue Considerations of High Strength Rolling Bearing Steels,» 20 Septiembre 2006. [En línea]. Available:
<http://www.simulia.com/download/scc-papers/Industrial/fatigue-considerations-high-strength-rolling-bear-2006-F.pdf>. [Último acceso: 1 Junio 2019].
- [19] . H. Hernández Albañil y É. Espejo Mora , *Mecánica de fractura y análisis de falla*, Bogotá: Universidad Nacional de Colombia, 2002.
- [20] B. Farshid Sadeghi, «A Review of Rolling Contact Fatigue,» *Journal of Tribology*, 2009.
- [21] Finning, «ANALISIS DE FALLAS 1: Modulo de fracturas,» Departamento De Desarrollo Profesional Finning Sudamérica.
- [22] V. Badiola, «Principios Basicos de Resistencia de materiales,» Universidad de Navarra, Pamplona, 2004.
- [23] . J. A. Suárez Michelena, «Deterioro y modo de fallo en engranajes,» Universidad Central Marta Abre de Las Villas, Santa Clara, 2017.
- [24] J. Moya Rodríguez y J. A. Velázquez Pérez , «Cálculo de engranajes plásticos,» *Ingeniería Mecánica*, vol. 6, n° 2, pp. 25-32, 2007.

- [25] F. Díaz del Castillo Rodríguez, «Engranés: Historia, Fabricación y Fallas,» Universidad Autónoma de México , Cuautitlán , 2013.
- [26] D. P. Townsend, *Dudley's Gear Handbook*, McGraw-Hill, 1992.
- [27] R. Budynas y N. Keith, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México: McGraw-Hill, 2012.
- [28] ANSI/AGMA., «Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth,» ANSI/AGMA 2101-D04, Virginia, 2004.
- [29] AGMA, «Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (Metric),» AGMA, Marzo 2016. [En línea]. Available: <https://members.agma.org/ItemDetail?iProductCode=2101-D04&Category=STANDARDS>. [Último acceso: Junio 2019].
- [30] P. Duque, «Guía técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad,» Universidad técnica Federico Santa María, Chile, 2017.
- [31] R. Onions y J. Archard, «Pitting of gears and discs,» *Proc Inst Mech Eng Jun*, n° 82, 1974.
- [32] A. Olver, «The mechanism of rolling contact fatigue—an update,» *Proc. Inst. Mech. Eng.*, n° 219, pp. 313-330, 2005.
- [33] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [34] R. L. Norton, *Diseño de Máquinas Un Enfoque Integrado*, México: Pearson Educación, 2011.
- [35] J. M. Regalado González, «Cálculo y diseño de Engranajes Conforme a la Norma ANSI/AGMA 2101-D04,» Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, 2015.
- [36] E. Conrado y P. Davoli, « The “true” bending stress in spur gears.,» *Gear Technology*, pp. 52-57, 2007.
- [37] E. A. Ryder, A gear and lubricant tester - Measures tooth strength or surface effects, *A. Bull*, 1947.

- [38] D. P. Townsend, J. L. Chevalier y E. V. Zuretsky , Pitting fatigue characteristics of AISI M-50 and super nitralloy spur gears, Washington D. C.: NASA, 1973.
- [39] J. Morris, J. Goldsworthy y C. Sauter, Development of a Gear and Spline Lubricant Tester, Ohio: Western Gear Work, 1954.
- [40] R. B. Sharma y A. Parey, «Modelling of acoustic emission generated due to pitting on spur gear,» *Engineering Failure Analysis*, vol. 86, pp. 1-20, 2018.
- [41] R. Ward, «Some observations on lubricant performance testing using an I.A.E. gear machine,» *Wear*, vol. 34, n° 3, pp. 341-353, 1975.
- [42] D. J. Hargreaves y A. Planitz, «Assessing the energy efficiency of gear oils via the FZG test machine,» *Tribology International*, vol. 42, p. 918–925, 2009.
- [43] X. Li y U. Olofsson, «FZG Gear Efficiency and Pin-on-Disc Frictional Study of Sintered,» *Tribol Lett*, vol. 60, n° 9, 2015.
- [44] R. Michalczewski, M. Kalbarczyk, M. Michalak, W. Piekoszewski, M. Szczerek, W. Tuszynsk y J. Wulczynski, «A new scuffing shock test method for the determination of the resistance to scuffing of coated gears,» *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, vol. 12, pp. 436-445, 2012.
- [45] B. Podgornik y J. Vizintin, Sliding and Pitting Wear Resistance of Plasma and Pulse Plasma Nitrided Steel, 2001 IoM Communications L td., 2001.
- [46] Siemens, Motores 1LE1, 1LA7, 1LG4 y 1LA8 con rotor de jaula, Madrid: Siemens, S.A, 2009.
- [47] J. M. Marín, «Apuntes de diseño de máquinas.»
- [48] D. R. Tobergte y S. Curtis, «Diseño en ingeniería mecánica de Shigley,» vol. 53, n° 9, 2013.
- [49] Rodamientos SKF, «Rodamientos,» *Rodamientos SKF*, n° PUB BU/P1 10000/2 ES, 2015.
- [50] F. P. Blocks, «FBJ Bearing,» 02 2000. [En línea]. Available: <https://www.trioloziska.cz/fotky29559/Loiskov-jednotky-Y.pdf>. [Último acceso: 05 2020].

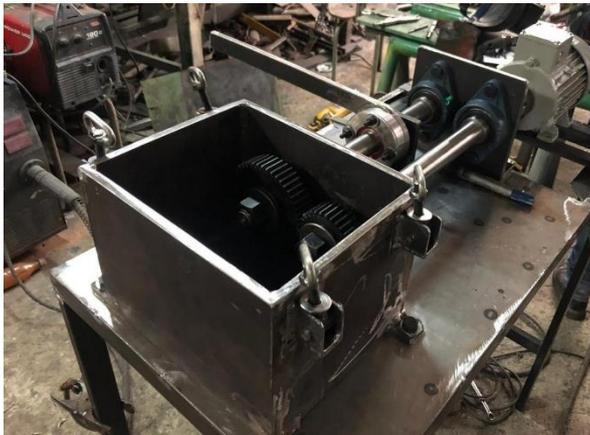
- [51] IVANBOHMA C.A, IVANBOHMA C.A, [En línea]. Available: <https://www.ivanbohman.com.ec/product-detail/7210-16mncr15-aisi-5115/?fbclid=IwAR1BtcywR1c7Rv2jq0yZB6EuWS6msJeZn0870EF3EsRQ2atcIrcBQI-xslw>. [Último acceso: 11 2019].
- [52] R. L. Norton, Diseño de máquinas, Mexico: PEARSON, 2011.
- [53] G. Laura y C. Carlos, «Diseño de un freno prony para la medición de potencia,» Universidad EAFIT, Medellín, 2008.
- [54] R. L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, México: Pearson, 2006.
- [55] DIPAC Productos de Acero, Catálogo General de Productos, Manta: DIPAC, 2020.
- [56] Alacero, «Construcción en acero,» 2010. [En línea]. Available: http://www.construccionenacero.com/sites/construccionenacero.com/files/publicacion/especificacion_ansi-aisc_360-10_para_construcciones_de_acero.pdf. [Último acceso: 07 2020].
- [57] M. Rgb, «Norma técnica E.090,» 2010. [En línea]. Available: <http://es.scribd.com/doc/36912873/E090-METALICAS>. [Último acceso: 07 2020].
- [58] F. Candelas, «Comunicación con RS-485 y MODBUS,» n° 37800, pp. 1-28, 2011.
- [59] C. Urrea y C. Morales, «Enhancing Modbus-RTU Communications for Smart Metering in Building Energy Management Systems,» *Hindawi*, vol. 2019, pp. 1-8, 2019.
- [60] M. Maksimovic, V. Vujović, N. Davidović, V. Milošević y B. Perišić, «Raspberry Pi as Internet of Things hardware : Performances and Constraints,» n° July, pp. 6-12, 2015.
- [61] R. Enríquez Herrador, Guía de Usuario de Arduino, Creative Commons, 2009.
- [62] National Fire Protection Association, Código Electrico Nacional, Quincy: NFPA, 2008.

ANEXOS

Anexo 1: Construcción de Máquina

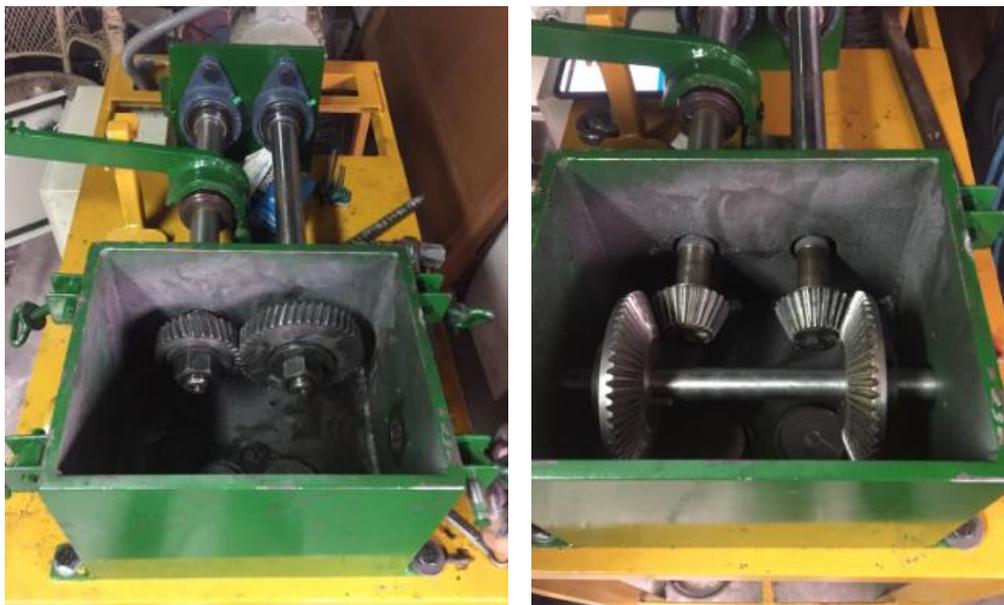


Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco



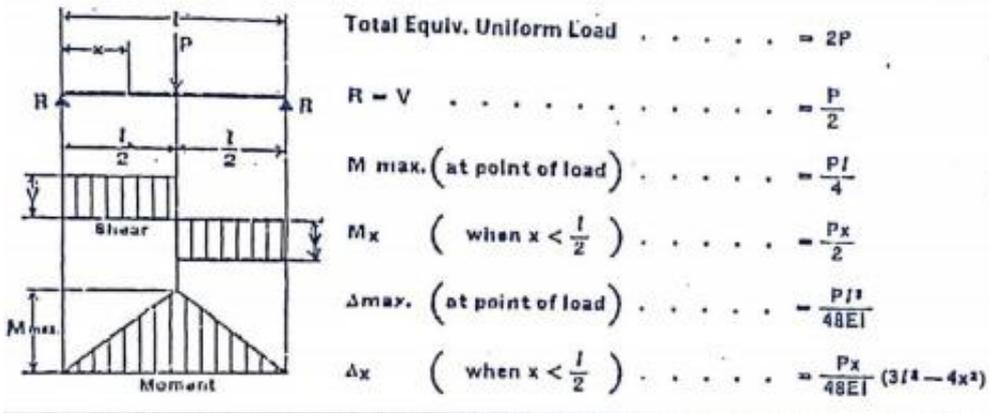
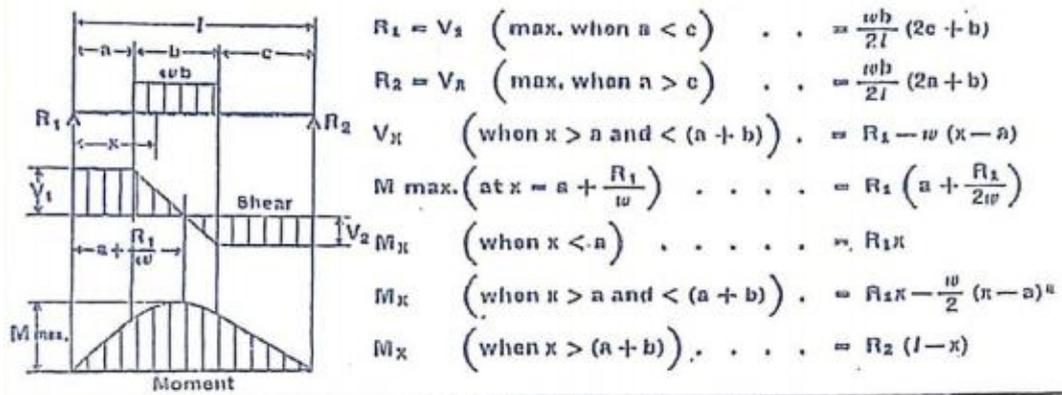
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Anexo 2: Pruebas en distintos engranajes



Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Anexo 3: Calculo de momento máximo y deflexión



Anexo 4: Selección de acople de Motor

Tabla 1

TIPO	Temperatura °C	Dureza Shore	Elasticidad	Desalineaciones		Resistencia		Color	Factor de par
				ang. °C	radial mm.	aceite	química		
E - A	- 40 +100	80A	ALTA	1	0.38	BAJA	BAJA	NEGRO	1
H	- 50 +150	55D	BAJA	0.5	0.38	BUENA	BUENA	OCRE	3
U	- 35 +120	90A	REGULAR	1	0.38	BUENA	BUENA	AZUL	1.5
B	- 40 +220	rígido	NULA	0.5	0.25	EXCEL.	EXCEL.	BRONCE	3

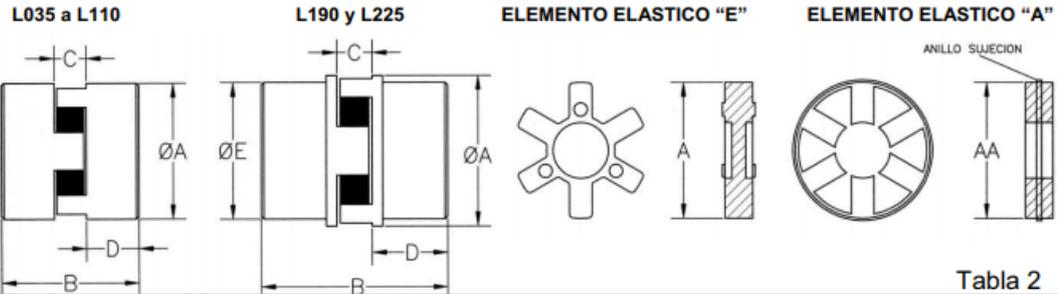


Tabla 2

DIMENSIONES (cotas en mm)									MATERIAL MANGON				
(x) Material standard									ACERO SINT.	FUNDICION	ALUMINIO	ACERO INOX.	BRONCE
TIPOS	d máx.	A	B	C	D	E	AA	Peso Kg.					
L.035	10	15.9	20.6	7.1	6.8	15.9		0.05	x			x	
L.050	15	27.4	43.6	12.2	15.7	27.4		0.14	x		x	x	
L.070	19	34.5	50.8	12.2	19.0	34.5		0.27	x		x	x	
L.075	24	44.5	54.0	12.7	20.8	44.5		0.45	x		x	x	x
L.090	28	53.6	54.0	13.2	20.8	53.6	65	0.68	x		x	x	x
L.095	28	53.6	63.5	13.2	25.4	53.6	65	0.81	x		x	x	x
L.100	35	64.3	89.0	18.0	35.0	64.3	78	1.58	x		x	x	x
L.110	42	84.1	108.0	22.3	42.7	84.1	98	2.97	x		x	x	x
L.150	48	95.3	114.3	25.4	44.4	95.3	116	4.10	x		x	x	x
L.190	55	114.3	123.8	25.4	49.3	101.6	132	7.65		x		x	x
L.225	65	127.0	136.5	25.4	55.4	108.0	138	10.35		x		x	

PAR NOMINAL TRANSMISIBLE

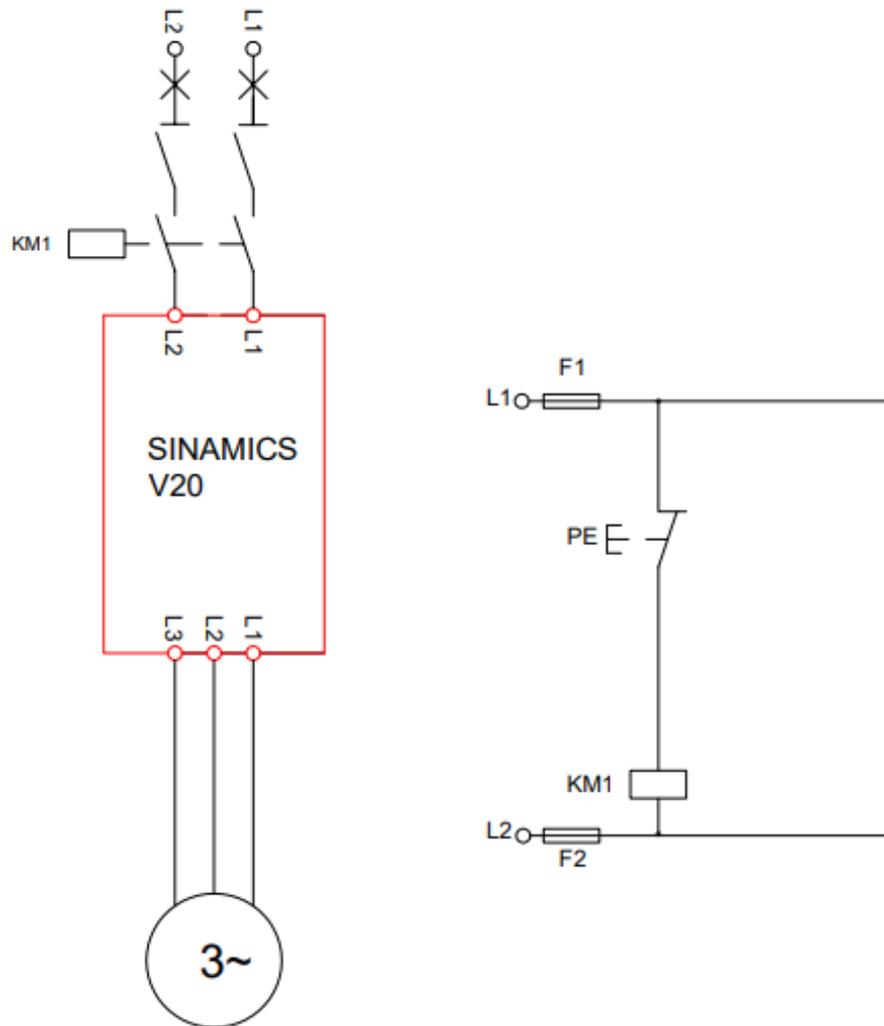
Factor de par (ver tabla 1)

Tabla 3

TIPOS	PAR Nm			KW Potencia transmitida a diferentes velocidades			NBR	Momento de inercia
	E + A	H	U					
	NBR	HYTREL	URETANO	750	1000	1500	3000	kg-cm ²
L.035	0.4			0.030	0.040	0.060	0.120	0.01
L.050	3.0	5.6	4.5	0.230	0.310	0.465	0.930	0.2
L.070	4.9	12.9	7.3	0.380	0.510	0.765	1.53	0.3
L.075	10.2	25.6	15.3	0.795	1.06	1.59	3.18	1
L.090	16.3	45.3	24.4	1.27	1.71	2.56	5.11	2
L.095	21.9	63.4	32.9	1.71	2.28	3.42	6.84	3
L.100	47.1	128.0	70.7	3.68	4.90	7.45	14.70	8
L.110	89.5	256.0	134.0	6.98	9.30	14.00	27.90	26
L.150	140.0	419.0	210.0	11.00	14.60	21.90	43.80	34
L.190	195.0	529.0	293.0	15.20	20.30	30.50	60.90	115
L.225	264.0	704.0	397.0	20.60	27.50	41.30	82.50	190

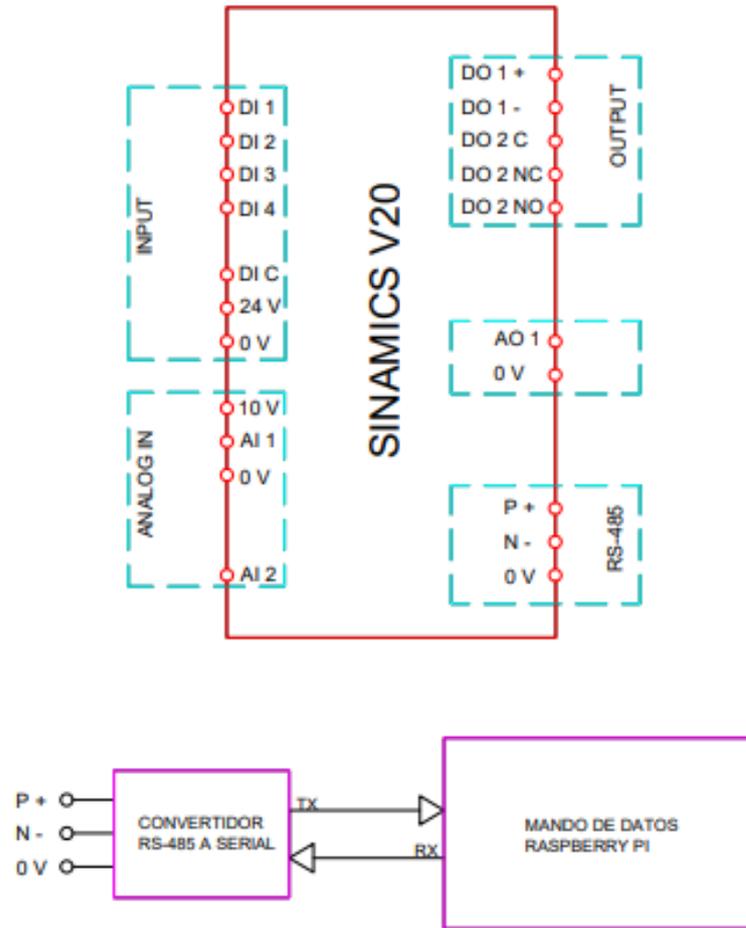
Selección de acople Flexible, marca Lovejoy: tipo E-A, L.095

Anexo 5: Diagrama de Fuerza de Motor



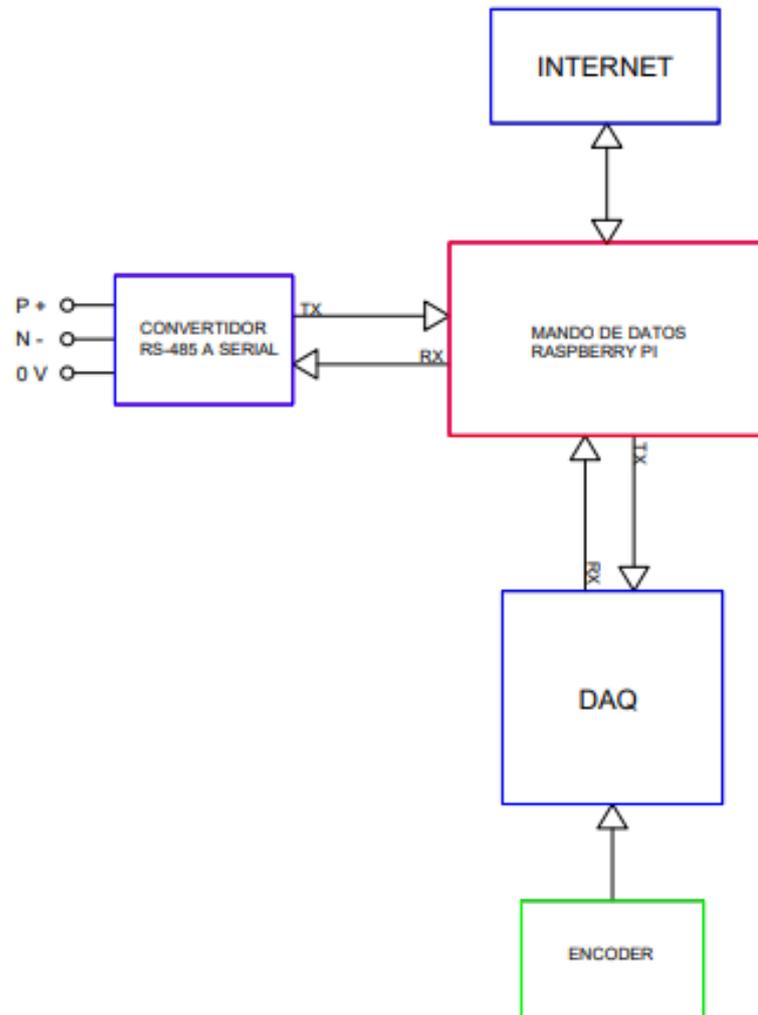
Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Anexo 6: Diagrama de control de variador



Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

Anexo 7: Diagrama de bloques, Comunicación



Elaborado por: Lenin Ulloa & Oscar Vasco

PLANOS

