

**DESARROLLO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE FALLAS
EN ENGRANAJES PLÁSTICOS**

**ÁLVARO ANDRÉS CRISTANCHO MOGOLLÓN
JEAN PIERRE HIDALGO GÓMEZ**

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

2015

**DESARROLLO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE FALLAS
EN ENGRANAJES PLÁSTICOS**

**ÁLVARO ANDRÉS CRISTANCHO MOGOLLÓN
JEAN PIERRE HIDALGO GÓMEZ**

**Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
RICARDO ALFONSO JAIMES ROLON
Ingeniero Mecánico**

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

2015

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	17
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	18
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	18
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	20
1.3 OBJETIVOS	21
1.3.1 Objetivo General	21
1.3.2 Objetivos Específicos.....	21
2. PRINCIPIOS DE DISEÑO DE ENGRANAJES	22
2.1 HISTORIA	22
2.2 CLASIFICACIÓN.....	24
2.2.1 Engranajes de ejes paralelos.....	25
2.2.2 Engranajes de ejes perpendiculares	26
2.2.3 Aplicaciones especiales.....	27
2.3 MATERIALES	28
2.3.1 Madera.....	28
2.3.2 Acero.....	29
2.3.3 Hierro Fundido y Bronce.....	30
2.3.4 Polímeros	31
2.4 FALLAS	32
2.4.1 Desgaste Adhesivo.....	32
2.4.2 Desgaste Abrasivo.....	32
2.4.3 Picadura	33
2.4.4 Flujo Plástico	34
2.4.5 Fractura	34
2.5 MODELOS DE DISEÑO DE ENGRANAJES	35

2.5.1 Engranajes Metálicos	40
2.5.2 Engranajes Plásticos	42
3. DISEÑO DE CONCEPTO DEL BANCO	44
3.1 ENSAMBLE MECÁNICO	44
3.2 ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS	47
3.3 PROGRAMACIÓN	50
4. DISEÑO DE DETALLE DEL BANCO	52
4.1 ELEMENTOS MECÁNICOS	52
4.1.1 Diseño de engranajes	52
4.1.1.1 Engranajes Metálicos	53
4.1.1.2 Engranajes Plásticos	60
4.1.2 Diseño de ejes	62
4.1.2.1 Selección de material	63
4.1.2.2 Eje de entrada.....	63
4.1.2.3 Eje de salida.....	77
4.1.3 Selección de rodamientos	87
4.1.4 Resorte de Torsión	90
4.2 ELEMENTOS ELECTRICOS Y ELECTRONICOS.....	93
4.2.1 Circuito eléctrico.....	94
4.2.2 Circuito electrónico	95
4.3 PROGRAMACIÓN	96
4.3.1 Adquisición de datos por medio de Arduino	96
4.3.2 Medición de torque mediante velocidad angular	99
4.3.2.1 Programación de la aplicación.....	100
4.3.2.2 Panel frontal de control	101
4.3.3 Medición de torque mediante desfase	103
4.3.3.1 Programación de la aplicación.....	104
4.3.3.2 Panel frontal de Control.....	105

5.	CONSTRUCCIÓN BANCO DE PRUEBAS	109
5.1	ELEMENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS.....	109
5.1.1	Estructura	109
5.1.2	Soporte de chumaceras.....	110
5.1.3	Carro Transversal	110
5.1.4	Carro Lateral	111
5.1.5	Acople Flexible	112
5.1.6	Ejes	112
5.1.7	Engranajes.....	112
5.1.8	Freno de disco.....	114
5.2	ENSAMBLE BANCO DE PRUEBAS	114
5.3	PRESUPUESTO	118
6.	DESARROLLO DE LAS EXPERIENCIAS EN EL BANCO DE PRUEBAS..	120
6.1	PAUTAS PARA EL DESARROLLO DE LA GUIA	120
6.1.1	Objetivos	120
6.1.2	Materiales y equipos	120
6.1.3	Marco teórico.....	120
6.1.4	Características del banco de pruebas	120
6.1.5	Procedimiento.....	120
6.1.6	Diseño teórico.....	121
6.1.7	Conclusiones	121
6.1.8	Bibliografía	121
6.2	DESARROLLO GUÍA 1 ANALISIS DE FALLAS EN ENGRANAJES PLASTICOS AL VARIAR DIFERENTES PARAMETROS DE DISEÑO	121
6.2.1	Objetivos	121
6.2.2	Materiales y equipos	121
6.2.3	Marco Teórico.....	122
6.2.4	Características del banco	122
6.2.5	Procedimiento.....	122

6.2.6 Resultados obtenidos.....	126
7. CONCLUSIONES	129
8. RECOMENDACIONES	131
BIBLIOGRAFIA	132
ANEXOS	133

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Tren de engranajes de una máquina herramienta.	18
Figura 2. Diversos tipos de engranajes.	19
Figura 3. Mecanismo de Anticitera.	23
Figura 4. Rectificadora CNC para engranajes.	23
Figura 5. Clasificación de engranajes.	24
Figura 6. Engranaje cilíndrico de diente recto.	25
Figura 7. Engranaje cilíndrico de diente helicoidal.	26
Figura 8. Engranajes de contrachapado.	28
Figura 9. Engranajes plásticos.	31
Figura 10. Desgaste abrasivo.	33
Figura 11. Picadura.	33
Figura 12. Flujo plástico.	34
Figura 13. Fractura del diente.	35
Figura 14. Características del engranaje.	37
Figura 15. Fuerzas en los engranajes.	38
Figura 16. Torques en los ejes.	40
Figura 17. Fractura del diente.	43
Figura 18. Banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos. ...	45
Figura 19. Componentes mecánicos del banco de pruebas.	46
Figura 20. Incorporación Hardware y Software.	48
Figura 21. Condicionamiento del sistema eléctrico.	49
Figura 22. Conexiones del sistema.	50
Figura 23. Diagrama de flujo adquisición de datos.	51
Figura 24. Interfaz gráfica calculo engranajes plásticos.	61
Figura 25. Distribución de engranajes en el eje.	64
Figura 26. Plano XY diagrama de cortante y momento.	65

Figura 27. Plano XZ diagrama de cortante y momento.	66
Figura 28. Diagrama de torque.	67
Figura 29. Geometría del eje de entrada.....	71
Figura 30. Deformación del eje plano XY.....	72
Figura 31. Deformación del eje plano XZ.	73
Figura 32. Deformación torsional del eje.	75
Figura 33. Freno de disco.	77
Figura 34. Distribución de elementos mecánicos en el eje.	78
Figura 35. Plano XY diagrama de cortante y momento.	78
Figura 36. Plano XZ diagrama de cortante y momento.	79
Figura 37. Diagrama de torque.	80
Figura 38. Deformación del eje plano XY.....	82
Figura 39. Deformación del eje plano XZ.	83
Figura 40. Deformación torsional del eje.	85
Figura 41. Sistema de selección de productos y de asesoramiento.....	88
Figura 42. Selección de chumaceras.....	89
Figura 43. Resultados simulación.....	90
Figura 44. Resorte de torsión.	93
Figura 45. Circuito eléctrico.	94
Figura 46. Circuito electrónico.....	95
Figura 47. Proceso generación algoritmo.	97
Figura 48. Programa principal en Labview.....	100
Figura 49. Bloques lectura de datos.....	101
Figura 50. Lectura de señales desde Arduino.	102
Figura 51. Bloques para la medida del torque.	102
Figura 52. Adquisición de datos en tabla Excel.	103
Figura 53. Pulsos emitidos por los sensores.	103
Figura 52. Medición desfase Labview.....	104
Figura 55. Interfaz grafica Labview.	105
Figura 56. Adquisición del tiempo.....	106

Figura 57. Calculo desfase del resorte.	106
Figura 58. Bloques correspondientes al eje de prueba.	107
Figura 59. Numero de ciclos.	107
Figura 60. Programa Total.	108
Figura 61. Estructura del banco de pruebas.	110
Figura 62. Carro transversal.	111
Figura 63. Construcción carro lateral.	111
Figura 64. Carro lateral.	112
Figura 65. Engranajes metálicos.	113
Figura 66. Engranajes plásticos.	113
Figura 67. Freno de disco.	114
Figura 68. Instalación de motor.	115
Figura 69. Instalación eje conductor.	115
Figura 70. Guías y carro transversal	116
Figura 71. Freno instalado en el carro lateral.	116
Figura 72. Instalación de carro lateral.	117
Figura 73. Banco ensamblado.	117
Figura 74. Tijera de seguridad.	123
Figura 75. Movimientos de carros.	123
Figura 76. Instalación de engranaje conductor.	124
Figura 77. Instalación de engranaje de prueba.	124
Figura 78. Abrazaderas de frenado.	125
Figura 79. Rotura de diente engranaje PVC.	126
Figura 80. Desgaste del engranaje.	126
Figura 81. Resultados experiencia variando material de fabricación.	127
Figura 82. Torque aplicado antes de la rotura.	127

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Dureza superficial del diente con diversos tratamientos térmicos.	29
Tabla 2. Esfuerzos permisibles para engranajes hierro fundido y bronce.	30
Tabla 3. Geometría engranajes conductores.	53
Tabla 4. Fuerzas en engranajes conductores.	54
Tabla 5. Resistencia admisible a flexión.	56
Tabla 6. Resistencia admisible a compresión.	56
Tabla 7. Esfuerzo de flexión.	57
Tabla 8. Factor distribución de carga	58
Tabla 9. Esfuerzo de compresión.	59
Tabla 10. Engranajes plásticos – Ensayo variación de material.	61
Tabla 11. Engranajes plásticos – Ensayo variación de modulo.	62
Tabla 12. Engranajes plásticos – Ensayo variación de ancho.	62
Tabla 13. Propiedades Acero SAE 1045.	63
Tabla 14. Cargas críticas sobre el eje.	63
Tabla 15. Reacciones del eje de entrada.	67
Tabla 16. Limite de fatiga.	69
Tabla 17. Puntos críticos de deformación [mm].	72
Tabla 18. Cargas críticas sobre el eje.	77
Tabla 19. Reacciones del eje de salida.	79
Tabla 20. Factores Ecuación de Soderberg.	81
Tabla 21. Puntos críticos de deformación [mm].	83
Tabla 22. Reacciones en los rodamientos.	87
Tabla 23. Presupuesto banco de pruebas.	118
Tabla 24. Confrontación de torques teóricos y experimentales.	128

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Curvas Experimentales Acero SAE 4140	133
Anexo B. Factores de Diseño para Engranajes	134
Anexo C. Propiedades de los Materiales	139
Anexo D. Código MatLab Diseño Engranajes Plásticos	144
Anexo E. Factores de Diseño de ejes	146
Anexo F. Esfuerzo resorte de torsión.....	151
Anexo G. Datasheet sensor de ranura GP1A57HRJ00F	152
Anexo H. Datasheet regulador de voltaje Lm7805	154
Anexo I. Código Arduino	156
Anexo J. Planos Generales	160
Anexo K. Plantilla elaboración de práctica	161
Anexo L. Guía de la práctica experimental del análisis de fallas en engranajes plásticos	173

RESUMEN

TÍTULO: DESARROLLO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE FALLAS EN ENGRANAJES PLÁSTICOS*.

AUTORES: CRISTANCHO MOGOLLÓN ÁLVARO ANDRÉS.
HIDALGO GÓMEZ JEAN PIERRE**

PALABRAS CLAVES: Fallas engranajes rectos, polímeros, pruebas, resistencia, Labview.

DESCRIPCIÓN:

Con el objetivo de contribuir en la formación de ingenieros mecánicos con una alta cultura hacia la investigación e innovación, la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industria de Santander, ofrece a través de este proyecto de grado, una herramienta didáctica, versátil y de fácil mantenimiento que permite al estudiante aplicar los conceptos adquiridos en las diferentes asignaturas del área de diseño, analizando las principales fallas en engranajes cilíndricos rectos fabricados con materiales polímeros.

Los diferentes escenarios de falla son representados mediante un banco experimental que permite simular y analizar los daños que sufren los engranajes al ser sometidos a cargas, determinando y comparando las fuerzas críticas teóricas y experimentales a las que estos elementos mecánicos presentan averías.

La adquisición de datos se realiza con asistencia de un programa de medición y control (Labview), que por medio de su interfaz gráfica permite la fácil visualización de las variables como velocidad angular, torque y ciclos de falla, estos datos son confrontados e interpretados por los operarios del banco de pruebas afianzando los conocimientos adquiridos en la catedra por medio de la experimentación.

Se plantean tres prácticas de laboratorio para analizar las fallas en los engranajes plásticos, variando parámetros de diseño como: material polímero de fabricación, modulo y ancho de cara o ancho de diente, permitiendo detallar la resistencia admisible y el comportamiento de estos, al variar su geometría de fabricación.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ricardo Alfonso Jaimes Rolon.

ABSTRACT

TITLE; DEVELOPE OF AN EXPERIMENTAL BANK FOR THE FAILURE ANALYSIS IN PLASTIC GEARS* .

AUTHORS: CRISTANCHO MOGOLLON ALVARO ANDRES.

HIDALGO GÓMEZ JEAN PIERRE **

KEYWORDS: Failure spur gears, polymers, testing, endurance, Labview.

DESCRIPTION:

In order to contribute to the training of mechanical engineers with high culture on research and innovation, the School of Mechanical Engineering of the Universidad Industrial de Santander, provided through this graduation project, an educational, versatile and easy keeping that allows students to apply the concepts learned in different subjects in the area of design, analyzing major failures spur gears made of polymer materials.

The various scenarios of failure are represented by a test stand to simulate and analyze the damage suffered by the gears when subjected to loads, forces determining and comparing the theoretical and experimental criticism that these elements have mechanical breakdowns.

Data acquisition is done with the assistance of a program of measurement and control (LabVIEW), which through its graphical interface allows easy visualization of variables such as angular velocity, torque and cycles of failure, these data are confronted and interpreted by operators of test consolidating the knowledge acquired in the chair through experimentation.

It propose three practices of laboratory to analyze failures in plastic gears, varying design parameters such as polymer material manufacturing, module and face width or width of tooth, allowing detail the allowable strength and behavior of these, to change its geometry of construction.

* Degree work

** Faculty of Mechanical and physical engineering. School of Mechanical Engineering. Eng Ricardo Alfonso Jaimes Rolon.

INTRODUCCIÓN

A través de la historia, la humanidad ha progresado de manera rápida gracias a la evolución de los procesos de manufactura, siendo los engranajes uno de los principales responsables de este crecimiento, estos elementos cumplen diversas labores como: transmisión de movimiento, fuerza y potencia; debido a su importancia han sido caso de estudio desde hace siglos. En la última década y con el incremento de fábricas en lugares con ambiente altamente corrosivo se ve la necesidad de construir engranajes con materiales que no vean afectado su funcionamiento por la corrosión, en primera estancia se optó por cubrir los engranajes con aditivos que retardaran la corrosión, sin embargo con el pasar del tiempo los engranajes se corroían; con la investigación de nuevas composiciones químicas para los materiales ha sido posible incrementar la resistencia de los polímeros para medianas y grandes cargas, siendo los plásticos una posible materia prima para la elaboración de engranajes que resistan ambientes de este tipo.

Una falla en una maquina por sencilla que sea puede causar serios inconvenientes, desde la parada de producción, hasta dañar la integridad física del personal. Por ello las fallas en los engranajes han recibido una considerable atención por parte de la academia como de las industrias, analizando las posibles causas de estas a través de la experimentación, con la finalidad de prever y evitar algún tipo de inconveniente.

El desarrollo de este proyecto es un proceso de ingeniería donde se produce un banco de pruebas para analizar las fallas presentes en los engranajes fabricados con plásticos, realizando prácticas variando parámetros de diseño en los mismos e inspeccionando los resultados obtenidos.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.

La sociedad mundial en el último siglo ha tomado conciencia de la importancia de la industria manufacturera en el desarrollo y calidad de vida de la población de un país, el gobierno Colombiano no ha sido indiferente de esta situación y ha gestado políticas para el fortalecimiento y la creación de este tipo de industria, con el objetivo de generar empleos indelebles, ingresos propicios y facilitar la acumulación de riqueza, disminuyendo paulatinamente la pobreza y la inestabilidad laboral existente en el país.

La maquinaria empleada en toda compañía tiene como propósito la transformación de materia prima en productos de mayor valor; el funcionamiento correcto de los mecanismo requieren potencia eléctrica, hidráulica, térmica o mecánica, además del movimiento de sus componentes a diferentes velocidades, por esto se añaden engranajes capaces de regular la rapidez (Ver Figura 1.) de sus elementos como también la transmisión de potencia de un punto a otro con precisión y facilidad.

Figura 1. Tren de engranajes de una máquina herramienta.



Fuente: Mecanizadofacil. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web <www.mecanizadofacil.net>

La mayoría de engranajes (Ver Figura 2.) utilizados en este tipo de maquinaria son diseñados por Ingenieros Mecánicos, cuyos conocimientos sobre el cálculo, desarrollo y/o selección son aprendidos en la catedra, no obstante estos estudios son propios del diseño de engranajes metálicos siendo aún los engranajes plásticos caso de estudio e investigación; los estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander no poseen una herramienta que brinde la oportunidad de confrontar los conocimientos sobre el desarrollo de estos componentes mecánicos en la práctica, dificultando la asimilación y comprensión de las posibles fallas que pueden sufrir los engranajes.

Figura 2. Diversos tipos de engranajes.



Fuente: Infocentro24. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web <www.info-centro-24.com>

Debido a estos motivos es necesario el desarrollo de un banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes, integrando de forma útil los conocimientos del diseño teórico con los prácticos estimulando el estudio del comportamiento de los engranajes plásticos forjando un carácter crítico y analítico mediante la experiencia.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

En la actualidad existe poca información científica sobre el análisis de fallas y métodos de cálculo para engranajes plásticos por su poco tiempo de investigación, realizando un símil con los metálicos que llevan cientos de años de estudio. Desde la última década los ingenieros mecánicos han comenzado a utilizar engranajes de polímeros en la industria por sus ventajas (bajo costo, peso, oxidación y reducción de ruido) en comparación con los fabricados por aleaciones; es importante que los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica asocien la teoría con la práctica para explotar este reciente campo de acción que brindan los nuevos materiales.

Un problema frecuente en los estudiantes es vincular los conocimientos teóricos con los modelos reales presentes en la industria, por causa de la generalización de modelos teóricos y diseño de elementos ideales, es indispensable un banco de pruebas para engranajes que permita integrar con facilidad los conocimientos adquiridos en la cátedra con los prácticos.

La construcción del banco cumplirá la normatividad referente a construcción y sistema eléctrico necesario para garantizar un funcionamiento correcto y ergonómico, además de poseer un sistema de adquisición de datos capaz de confrontar la capacidad de carga suministrada por el engranaje con la previamente calculada.

El desarrollo de esta herramienta tiene como finalidad buscar la excelencia de los Ingenieros Mecánicos egresados en la Universidad Industrial de Santander complementando los conocimientos teóricos mediante la práctica e incentivando la investigación en nuevos campos de desarrollo profesional.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo General Contribuir con la misión de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander en la formación de Ingenieros Mecánicos con alta calidad humana, ética y científica, con un espíritu emprendedor e investigativo, mediante el desarrollo de un banco de pruebas de engranajes cilíndricos rectos fabricados con polímeros, estudiando sus principales fallas fortaleciendo los conocimientos teóricos aprendidos en la asignatura Diseño II mediante la práctica.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar y construir un banco de pruebas para engranajes cilíndricos rectos fabricados con polímeros que cumplan con las siguientes características:
 - ❖ Un sistema de potencia mediante motor eléctrico de 1.5 HP y velocidad angular de 3000 rpm.
 - ❖ Funcionamiento del banco para materiales plásticos: Acetal, Policloruro de Vinilo y Nylon.
 - ❖ Ensayo para engranajes de diámetro primitivo que oscilen entre 90 a 210 milímetros, módulos de 2 a 5 milímetros y ancho de cara de 5 a 30 milímetros
 - ❖ Adquisición de datos mediante sensores y software de medición y control (LabView).

- Confrontar la capacidad de carga del diente calculado teóricamente con los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en el banco.

- Generar una práctica de laboratorio sobre el estudio de fallas en engranajes plásticos interceptando el diseño teórico y el ensayo en el banco de pruebas.

2. PRINCIPIOS DE DISEÑO DE ENGRANAJES

Los engranajes o ruedas dentadas son mecanismo empleados para transmitir potencia mecánica y movimiento circular entre las distintas partes de una máquina, mediante el engrane entre dientes y flancos de las ruedas dentadas.

Generalmente son utilizados en la transmisión del movimiento desde una fuente de energía hasta un eje. La rueda conectada al motor es conocida como engranaje conductor y la que recibe el movimiento se denomina engranaje conducido, así mismo la rueda dentada de mayor dimensión es definida como corona mientras la menor es llamada piñón. Si el mecanismo es conformado por más de un par de ruedas dentadas, el sistema es denominado tren de engranajes.

2.1 HISTORIA

En la actualidad aún se desconoce el lugar donde fueron inventados los engranajes, los registros más antiguos de posibles diseños provienen de China, Grecia y Turquía. El mecanismo de engranajes más antiguo es el mecanismo de Anticitera (Ver Figura 3) descubierto cerca de la isla griega del mismo nombre. Se trata de una calculadora astronómica datada del 205 a.C. compuesta por al menos 30 engranajes de bronce con dientes triangulares, usada para prever la posición del Sol, la Luna, y algunos planetas, permitiendo predecir eclipses.

En los siglos siguientes el mecanismo de Anticitera sobrevive y contribuye al desarrollo de la ciencia y la tecnología en los siglos IX al XIII. En el siglo XI se menciona por vez primera el uso en relojes mecánicos tanto de engranajes epicíclicos como de engranajes segmentados. Esta tecnología se utiliza en Europa para el desarrollo de sofisticados relojes, en la mayoría de los casos destinados a edificios públicos como catedrales.

Figura 3. Mecanismo de Anticitera.

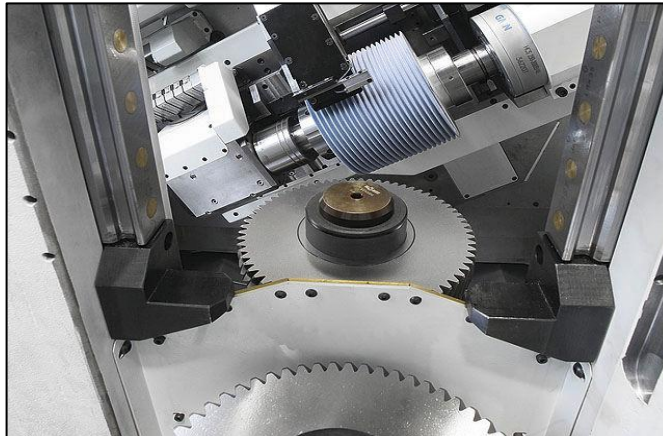


Fuente: ABC. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web <www.abc.es>

En 1695 el francés Phillipe de Lahire idea el diente de perfil evolvente, posteriormente en 1897 es inventada y patentada la máquina universal de dentar engranajes rectos y helicoidales por fresa madre por el Alemán Robert Hermann.

Con los avances en microelectrónica, Yoram Koren en 1973 desarrolla el primer controlador adaptativo computarizado para una fresadora, dando inicio al Control Numérico Computarizado (CNC), integrando una computadora en el sistema, este tipo de sistema fue la base para el diseño asistido por computadora (CAD) y la fabricación asistida por computadora (CAM) (Ver Figura 4) facilitando la fabricación de engranajes en masa con mejores acabados.

Figura 4. Rectificadora CNC para engranajes.

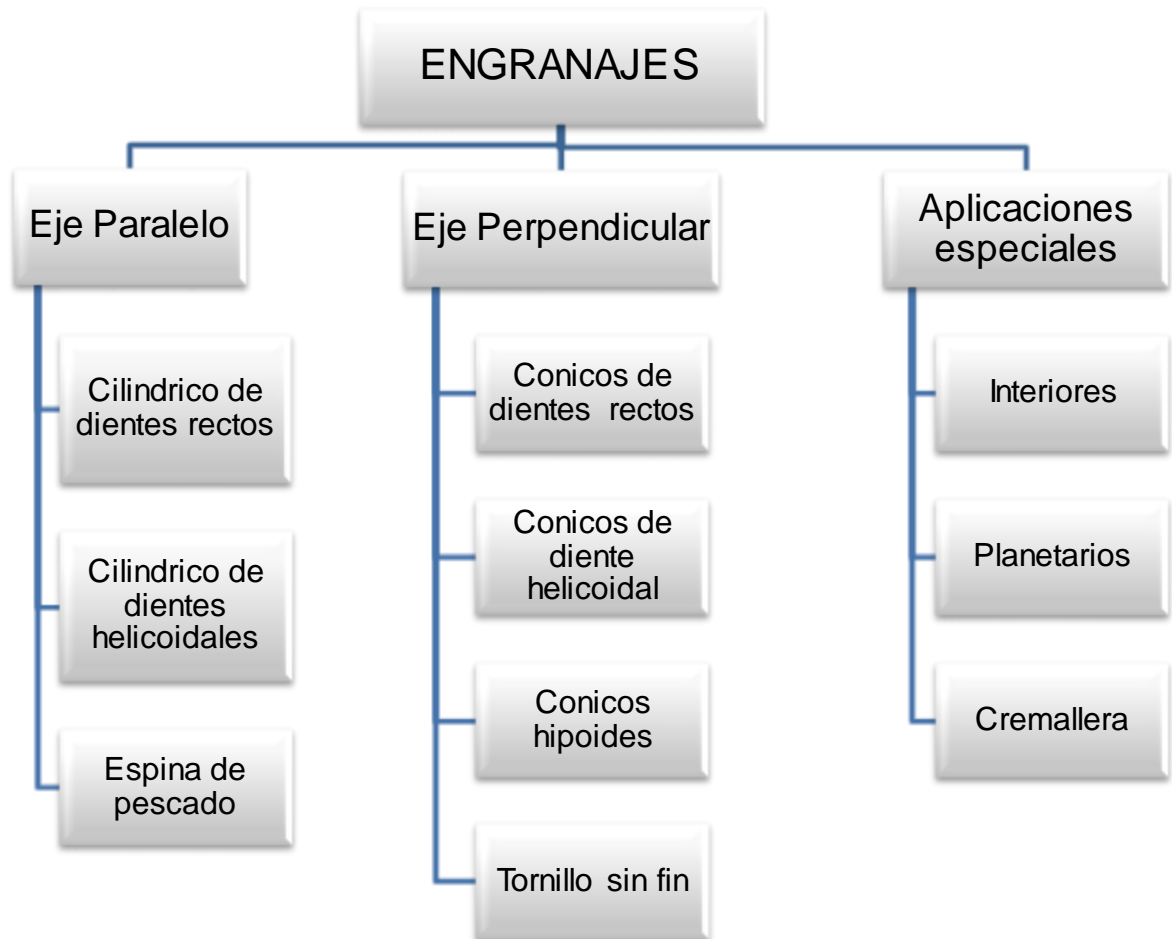


Fuente: Directindustry. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web <www.directindustry.es>

2.2 CLASIFICACIÓN

Los engranajes son clasificados en tres grupos fundamentales (Ver Figura 5) según el posicionamiento de los arboles: engranes de eje paralelo, engranes de eje perpendicular y engranes para aplicaciones especiales, cada tipo de rueda dentada diseñada para aplicaciones específicas.

Figura 5. Clasificación de engranajes.



2.2.1 Engranajes de ejes paralelos Los engranajes de este tipo conectan ejes paralelos transmitiendo gran potencia y velocidades moderadas con alta eficiencia, son considerados los engranajes más simples y de mayor uso en la industria.

2.2.1.1 Cilíndrico de dientes rectos Los engranajes rectos (Ver Figura 6) son los más simples y corrientes que existen, son fabricados de un trozo de barra maciza redonda retirando material mediante una fresa madre y no producen fuerza axial debido a la geometría de sus dientes.

Figura 6. Engranaje cilíndrico de diente recto.



Fuente: Anemsa. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web <www.anemsa.com>

2.2.1.2 Cilíndricos de dientes helicoidales Los engranajes cilíndricos de diente helicoidal se caracterizan por la espira envolvente alrededor del cilindro (Ver Figura 7), el movimiento es transmitido al acoplar progresivamente los dientes helicoidales obteniendo una acción más suave que los dientes de los engranes rectos. El ángulo que forman los dientes con el eje axial es conocido como β y de este depende la velocidad obtenida en la transmisión; produciendo velocidades lentas con ángulos de 5° a 10° y elevadas con β entre 30° a 45° .

Figura 7. Engranaje cilíndrico de diente helicoidal.



Fuente: Mavisos. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web <www.mavisos.cl>

2.2.1.3 Espina de pescado Los engranajes dobles helicoidales o espina de pescado son una combinación de hélice derecha e izquierda capaz de eliminar el empuje axial generando dos fuerzas iguales y opuestas; el ángulo de la hélice es mayor comparado con los engranes helicoidales, debido a la inexistencia del empuje.

2.2.2 Engranajes de ejes perpendiculares Son fabricados a partir de conos, formando su geometría por fresado de la superficie, los dientes de este tipo de engrane pueden ser rectos, helicoidales o curvos. Este grupo de engranajes da solución a la transmisión de potencia entre ejes que se cortan o se cruzan. Por ejemplo, la transmisión de un motor a las aspas de un helicóptero.

2.2.2.1 Cónicos de dientes rectos Los engranajes cónicos de dientes rectos realizan una reducción de velocidad con ejes en 90° , además de efectuar la transmisión de potencia en ejes que se cortan en un mismo plano, por medio de superficies cónicas dentadas de ángulo recto.

2.2.2.2 Cónicos de dientes helicoidales El funcionamiento de los engranes cónicos de dientes helicoidales es más silencioso que el cónico recto por la superficie de contacto, la utilidad es la misma a los cónicos rectos: reducción de velocidad con ejes en 90° y transmisión de potencia.

2.2.2.3 Cónicos hipoides Los engranajes hipoides son similares a los cónicos de dientes helicoidales, diferenciándose en la excentricidad del piñón respecto a la corona, permitiendo que los engranes sean más resistentes, sin embargo es necesario lubricación de extrema precisión.

2.2.2.4 Tornillo sin fin Los tornillos sin fin son mecanismos capaces de transmitir grandes esfuerzos además de ser reductores de velocidad, requieren buena lubricación para minimizar el desgaste y prolongar la vida útil de los mismos por su costo de fabricación relativamente alto.

2.2.3 Aplicaciones especiales Los engranajes especiales son variaciones de las ruedas dentadas, fabricadas para suplir necesidades específicas como: conversión de movimiento de rotacional a lineal y viceversa, cambio de relaciones de engranajes y demás requerimientos en la industria.

2.2.3.1 Interiores Los engranajes interiores o anulares son engranajes rectos con los dientes tallados en la parte interior de la rueda, en vez del exterior. Este tipo de engrane mantiene el sentido de la velocidad angular y no genera empuje axial, pero su montaje es exigente.

2.2.3.2 Planetarios Los engranes planetarios consisten en trenes de engranajes externos que impulsan un engranaje central. Este sistema es compacto, fuerte y robusto, capaz de soportar grandes cargas. Son usados principalmente en la caja de cambios de los vehículos.

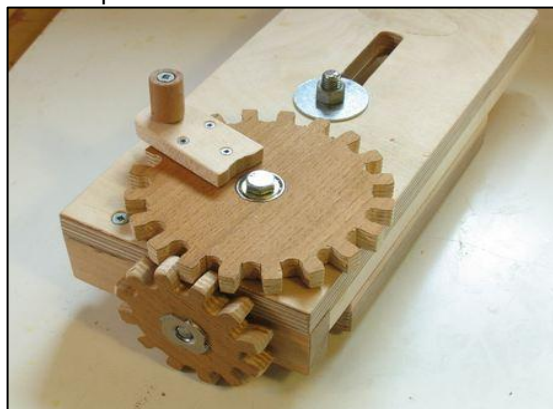
2.2.3.3 Cremallera El engranaje tipo cremallera consiste en un piñón cilíndrico de dientes rectos y una barra con dientes considerada como un engrane de diámetro infinito, este sistema convierte el movimiento rotacional a lineal, normalmente utilizado en los carros de desplazamiento longitudinal de los tornos.

2.3 MATERIALES

Los materiales empleados en la fabricación de engranajes son muy extensos y deben ser seleccionados según la labor de desempeño. El diseñador debe considerar los procesos de fabricación desde la preparación del disco hasta el ensamble final, también se requiere considerar factores como: la resistencia al desgaste, la corrosión, el ruido, el peso y el costo de la materia prima antes de seleccionar un tipo de material.

2.3.1 Madera El primer material usado para la fabricación de engranajes fue la madera tallada, sin embargo esta se degradaba y desgastaba rápidamente con el pasar del tiempo. Actualmente la diversidad de materiales orgánicos además de máquinas herramientas de gran precisión ha permitido desarrollar engranajes de madera de mayor resistencia y menor desgaste con materiales como el contrachapado de roble, pino o abeto (Ver Figura 8).

Figura 8. Engranajes de contrachapado.



Fuente: Woodgears. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web <www.woodgears.ca>

Este tipo de engrane es utilizado en aplicaciones de baja potencia. Por ejemplo: relojes, mecanismos académicos y juguetes. Las desventajas de este material comparado con los metálicos y los polímeros son los bajos valores de resistencia a la rotura y la flexión, así mismo el desgaste si no se aplican aditivos que detengan la descomposición orgánica.

2.3.2 Acero En el mercado existe una amplia gama de aceros al carbono y aleaciones utilizados para la fabricación de engranajes capaces de soportar alta y media potencia, entre los que se destacan:

AISI 1020	AISI 3140
AISI 1040	AISI 4140

Los tratamientos térmicos permiten que el acero modifique su estructura cristalina y mejore sus características mecánicas, el templado por flama, por inducción, la cementación y la nitruración, permiten a la capa superficial de los dientes del engranaje obtener una dureza entre 50 a 64 HRC (Tabla 1). En cada proceso es fundamental que el calentamiento tenga lugar alrededor de todo el diente y no solamente en el chaflán o la raíz.

Tabla 1. Dureza superficial del diente con diversos tratamientos térmicos.

Tratamiento	Proceso	Dureza
Templado por flama	Se calienta la superficie rápidamente hasta temperatura de austenización y se enfría rápidamente.	50 HRC
Templado por inducción	Se calienta la superficie rápidamente por inducción electromagnética hasta austenización y se enfría rápidamente.	54 HRC
Acero Cementado	Se eleva la temperatura del horno a 950°C en un ambiente rico en C y se endurece por temple.	55 - 64 HRC
Acero Nitrurado	Se eleva la temperatura del horno a 500°C en una atmosfera de gas amoníaco.	58 - 64 HRC

2.3.3 Hierro Fundido y Bronce El hierro gris, el dúctil y el maleable son tres tipos de hierro fundido empleados en la fabricación de engranajes, usados principalmente donde el trabajo es calificado como pequeño o mediano. El bronce para este tipo de elementos es atractivo por sus propiedades ante la corrosión, el desgaste y su bajo coeficiente de fricción, no obstante los valores admisibles del esfuerzo flexionante y del esfuerzo de contacto son considerados bajos como se puede observar en la Tabla 2.

Tabla 2. Esfuerzos permisibles para engranajes hierro fundido y bronce.

Material	Esfuerzo flexionante [Ksi]	Esfuerzo de contacto [Ksi]
Hierro colado gris		
Clase 20	5	50
Clase 30	8.5	65
Clase 40	13	75
Hierro dúctil ASTM A536		
60-40-18 Recocido	22	77
80-55-06 Templado y revenido	22	77
100-70-03 Templado y revenido	27	92
120-90-02 Templado y revenido	31	103
Bronce colado en arena	5.7	30
Bronce con tratamiento térmico	23.6	65

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas.

2.3.4 Polímeros Desde el comienzo del nuevo milenio los plásticos han incursionado en la fabricación de engranajes, esencialmente en aplicaciones donde se requiera poco peso, bajo niveles de ruido, menor inercia, resistencia a la corrosión, funcionamiento con vibraciones, choques e impactos moderados, costos bajos y escasa fricción de deslizamiento.

Considerando que las resistencias son significativamente bajas, los engranajes fabricados con polímeros (Ver Figura 9) son empleados en máquinas con cargas ligeras. El desarrollo de estos engranajes a menudo es por inyección, por su rápida producción en masa y bajo costo por unidad, igualmente pueden ser troquelados o conformados por matrices madres, pero esta es poco utilizada debido a la elevación de temperatura que sufre el material al realizar el proceso de manufactura

Figura 9. Engranajes plásticos.



Fuente: guiadelaindustria.com. [citado 24 Nov 2015]. Disponible [página web <www.guiadelaindustria.com>](http://www.guiadelaindustria.com)

Los materiales plásticos de mayor uso para fabricar engranajes polímeros son:

Nylon	Polipropileno
Acetal	ABS
PVC (policloruro de vinilo)	PTFE

El mayor inconveniente presente en los engranes plásticos es la variedad de fórmulas químicas para la fabricación de los polímeros, también existe un gran número de aditivos para la mejora de sus propiedades mecánicas. Por tanto, es difícil encontrar el valor de las resistencias estandarizado y solo se publican valores experimentales de cada uno de los fabricantes.

2.4 FALLAS

Los engranajes como cualquier elemento mecánico son susceptibles a fallas que afecten su geometría y/o propiedades por diferentes causas como: sobrecargas, altas temperaturas, deficiente lubricación, impactos y oxidación. A continuación se presentan las principales fallas en engranajes fabricados con polímeros sin embargo estas también pueden presentarse en los engranajes metálicos.

2.4.1 Desgaste Adhesivo También conocido como desgaste por frotamiento se produce debido al contacto entre dos superficies solidas que se deslizan una sobre la otra bajo un nivel de presión. Si se desea evitar este tipo de desgaste se debe lubricar el mecanismo para mantener las superficies separadas e inhibir su contacto.

2.4.2 Desgaste Abrasivo Es una anomalía que sufren los engranajes al ingresar partículas abrasivas como polvo, viruta u otro material provocando que las partículas más dura penetren en la superficie más blanda extrayendo pedazos de material de la superficie (Ver Figura 10). Esta falla puede ser más intensa según las características y limpieza del mecanismo como también de la intensidad del proceso.

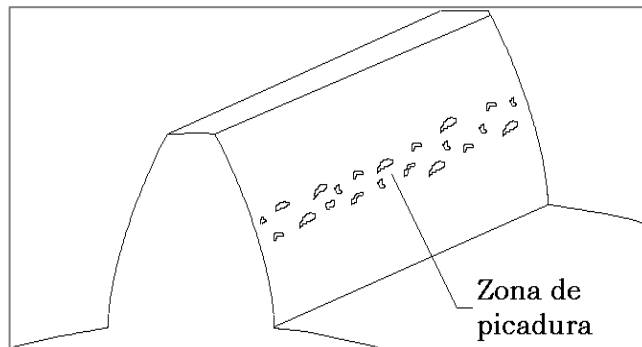
Figura 10. Desgaste abrasivo.



Fuente: VELAZQUEZ, Alberto. Influencia de la geometría del diente en la resistencia de los engranajes plásticos.

2.4.3 Picadura La picadura (Ver Figura 11) es una falla superficial que ocurre cuando se excede el límite de resistencia del material. Con cargas altas y ciclos de tensiones continuos, frecuentemente se desprenden partículas de la superficie del diente. La zona cercana al polo por encima y debajo de la circunferencia primitiva tiene la mayor tensión y es la más propensa a la picadura. Esta falla es rara en los engranajes plásticos pero puede ocurrir, especialmente si la rueda metálica tiene imperfecciones.

Figura 11. Picadura.



Fuente: MOYA, Jorge Laureano. Correcciones en las Transmisiones por Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos

2.4.4 Flujo Plástico Es producida por las altas tensiones de contacto y la acción de rodadura y deslizamiento presentes en el diente al momento del engranaje. Debido a las propiedades físicas de los plásticos tiende a fundirse y fluir en situaciones de temperatura moderadas a altas (Ver Figura 12). Al presentarse la deformación plástica surge rápidamente la rotura del diente. La lubricación externa puede prevenir este tipo de falla al disminuir el calor generado por la fricción.

Figura 12. Flujo plástico.



Fuente: VELAZQUEZ, Alberto. Influencia de la geometría del diente en la resistencia de los engranajes plásticos.

2.4.5 Fractura La fractura (Ver Figura 13) es la falla más común de los engranajes plásticos y se produce al sobrepasar el límite de resistencia del material por las sobrecargas producto de los ciclos de tensiones aplicados al diente. Estos tipos de fractura generalmente ocurren en la raíz del diente, las fracturas en otras zonas superiores del diente están generalmente relacionadas con el desgaste.

Figura 13. Fractura del diente.



Fuente: VELAZQUEZ, Alberto. Influencia de la geometría del diente en la resistencia de los engranajes plásticos.

2.5 MODELOS DE DISEÑO DE ENGRANAJES

El desarrollo de engranajes se rige bajo los lineamientos de la American Gear Manufactures Association (AGMA) sociedad encargada de la estandarización y generación de normas sobre diseño, manufactura y ensamblado de estos elementos mecánicos, teniendo en cuenta diferentes factores que afectan el funcionamiento y vida útil de los mismos.

El banco de pruebas posee un par de engranajes al momento de realizar la experiencia, un engranaje conductor fabricado de un material metálico y uno conducido fabricado con polímeros, según lo recomendado por Alberto Velázquez Pérez¹ en su artículo: “En los plásticos, al igual que en los engranajes metálicos materiales disímiles se comportan mejor al desgaste que materiales similares. Inclusive en muchas ocasiones es conveniente poner a engranar una rueda plástica con una metálica.”

¹ VELAZQUEZ, Alberto. Influencia de la geometría del diente en la resistencia de los engranajes plásticos. En: Ingeniería Mecánica. 2007. Vol. 6, p. 41 – 45.

La geometría y dinámica de los engranajes fabricados con materiales metálicos y polímeros siguen los mismos lineamientos, sin embargo el análisis de resistencia varía considerablemente, debido a sus propiedades mecánicas.

Geometría

Al momento de diseñar engranajes se debe definir su forma, esta se determina mediante las siguientes características.

➤ **Numero de dientes [Z]**

Cantidad de dientes que posee una rueda dentada. Este no debe ser inferior a 18 dientes para ángulo de presión de 20° ni menor a 12 dientes para 25°.

➤ **Modulo [m]**

Relación existente entre el diámetro primitivo y el número de dientes, este valor se expresa en milímetros. Este se encuentra estandarizado.

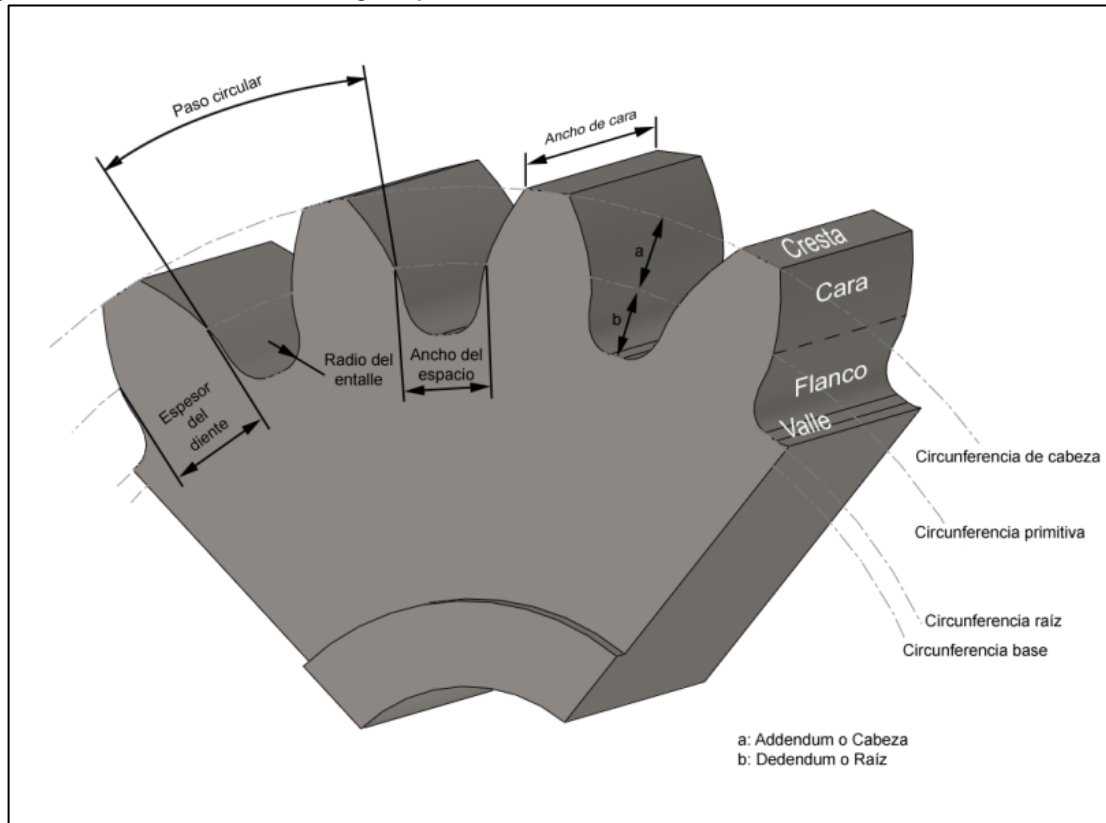
➤ **Diámetro primitivo [D_p]**

El diámetro primitivo compete a la circunferencia que define la superficie por la cual el engrane gira sin producir deslizamiento, es decir la circunferencia al inicio de la cabeza del diente (Ver Figura 14).

$$D_p = Z * m$$

Ecuación 1.

Figura 14. Características del engranaje.



Fuente: Danielmnez [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web <www.pfc.danielmnez.es>

➤ Diámetro externo [D_e]

Circunferencia alrededor de la cabeza de los dientes diametralmente opuestos. En la fabricación de engranajes por remoción de material es importante conocer este valor, debido a la normalización de la materia prima (barras).

$$D_e = D_p + 2m$$

Ecuación 2.

➤ Angulo de presión [ϕ]

El ángulo de presión concierne al ángulo entre la dirección de la velocidad y la dirección de la fuerza de contacto, este es asignado por la herramienta de corte y se encuentran normalizados a 20° y 25°.

Dinámica

La dinámica describe las alteraciones (cambios físicos y/o estado de movimiento) que sufre el engranaje debido a fuerzas externas.

➤ Velocidad Tangencial [v_t]

Velocidad de un objeto en un instante de tiempo (magnitud, dirección y sentido).

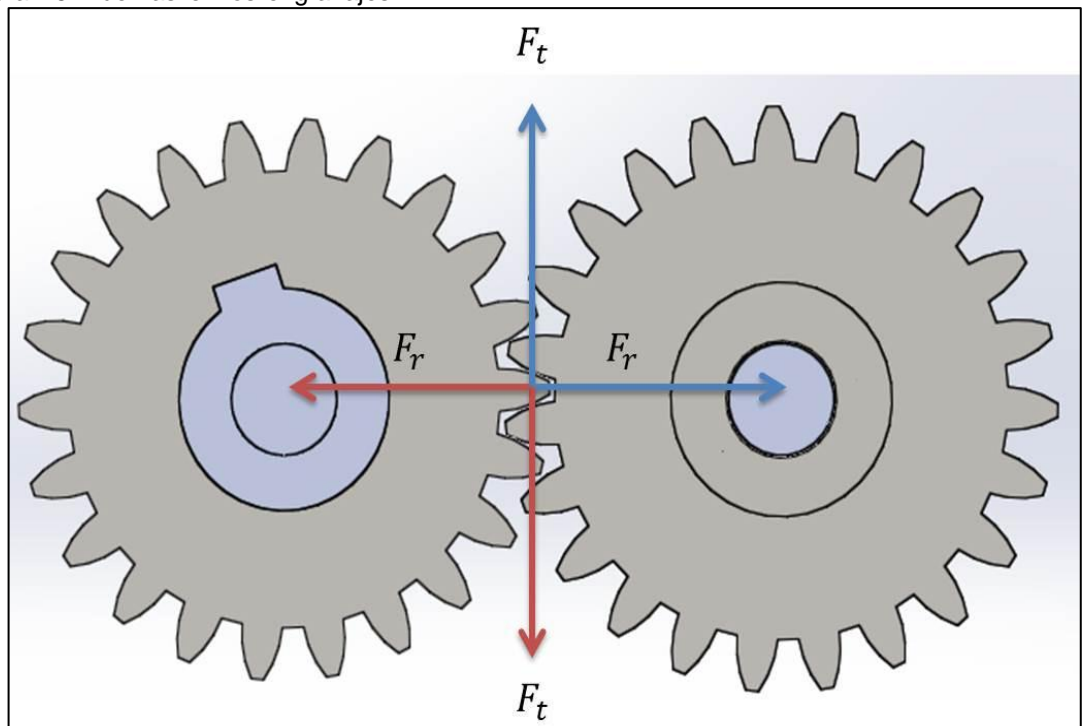
$$v_t = \omega * r_{primitivo}$$

Ecuación 3.

➤ Cargas en los engranajes

La figura 15 presenta las fuerzas actuantes al embonar los dientes de los engranajes, estas son de igual magnitud pero contrarias en dirección.

Figura 15. Fuerzas en los engranajes.



➤ Fuerza tangencial [F_t]

La fuerza tangencial es la fuerza actuante entre los dientes de los engranajes en contacto.

$$F_t [N] = 746 * \frac{Pot_{real} [HP]}{v_t \left[\frac{m}{s} \right]} \quad \text{Ecuación 4.}$$

➤ Fuerza radial [F_r]

La fuerza radial es aquella que actúa a lo largo de la recta que pasa por el centro del engranaje.

$$F_r = F_t * \tan(\phi) \quad \text{Ecuación 5.}$$

➤ Fuerza neta [F_N]

Es la fuerza total generada por el contacto de los engranajes al transmitir la potencia originada en el motor.

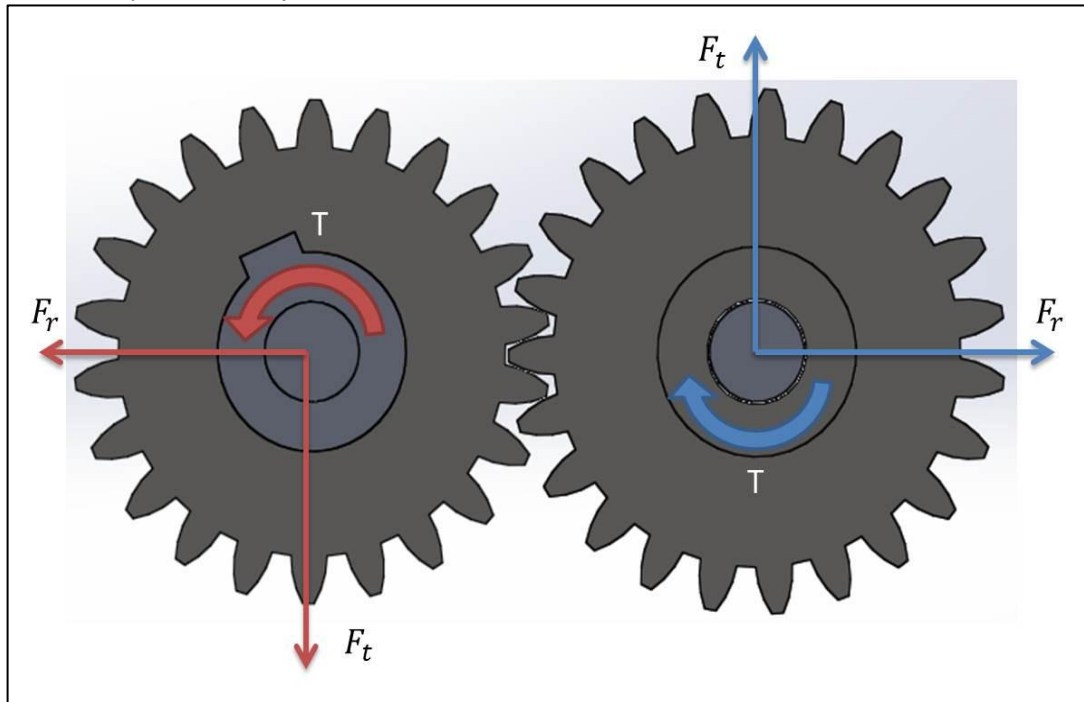
$$F_N = \frac{F_t}{\cos(\phi)} \quad \text{Ecuación 6.}$$

➤ Torque en el eje [T]

La fuerza tangencial además de ocasionar esfuerzos en los dientes, también actúa sobre el eje al generar un par de torsión (Ver Figura 16) producto de la fuerza por la distancia al centro del eje.

$$T = F_t * r_{primitivo} \quad \text{Ecuación 7.}$$

Figura 16. Torques en los ejes.



2.5.1 Engranajes Metálicos El diseño de los engranajes cilíndricos rectos metálicos se fundamenta en el procedimiento propuesto en el libro ELEMENTOS DE MAQUINA de BERNARD HAMROCK, este se basa en los planteamientos definidos por la American Gear Manufactures Association (AGMA).

La norma ANSI/AGMA 2001-D04 estipula factores de clasificación fundamentales y métodos de diseño para engranajes de dientes rectos y helicoidales, otorgando tablas, graficas experimentales y cálculos pertinentes para determinar dichos factores.

➤ Resistencia admisible a la flexión:

$$\delta_{fadm} = \frac{\delta_f * Y_N}{F_S * K_T * K_R}$$

Ecuación 8.

- Resistencia admisible a la compresión:

$$\delta_{cadm} = \frac{\delta_c * Z_N * C_H}{F_S * K_T * K_R} \quad \text{Ecuación 9.}$$

Donde:

Factor de temperatura [K_T], confiabilidad [K_R], ciclos de vida [Y_N], ciclos de fatiga [Z_N], factor de seguridad [F_S] y factor de dureza de material [C_H].

La norma AGMA 908-B89 formaliza los factores de geometría para determinar la resistencia a picaduras y flexión de los dientes en engranajes rectos, helicoidales y de espiga por medio de gráficas, ecuaciones y tablas.

- Esfuerzo de Flexión:

$$\sigma_f = \frac{F_t * K_a * K_s * K_m * K_v * K_i * K_b}{m * b_w * Y_j} \quad \text{Ecuación 10.}$$

- Esfuerzo de compresión:

$$\sigma_c = E' * \left(\frac{W' * K_a * K_s * K_m * K_v}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 11.}$$

Donde:

Factor aplicación de carga [K_a], de tamaño [K_s], de distribución de la carga [K_m], dinámico [K_v], de contacto [K_i], de anillo [K_b], ancho de cara [b_w], de Lewis [Y_j], modulo elástico efectivo [E'] y dimensionamiento de la carga [W'].

2.5.2 Engranajes Plásticos Actualmente las normas AGMA no reglamentan el diseño de engranajes plásticos, únicamente brindan recomendaciones sobre los materiales para la fabricación (AGMA 920-A01) y las especificaciones del moldeado de estos (AGMA 09-A06), sin embargo en la última década gran número de autores han postulado diversos métodos para el análisis de estos; Jorge Moya y Alberto Velázquez² proponen tres métodos para el diseño de estos según diferentes autores como Dvorak, Faires y Kelley, en el 2014 Robert Mott propone una metodología con mayor didáctica para el desarrollo de engranes plásticos, determinando el ancho de acara, al conocer la potencia de entrada y la velocidad de giro del piñón.

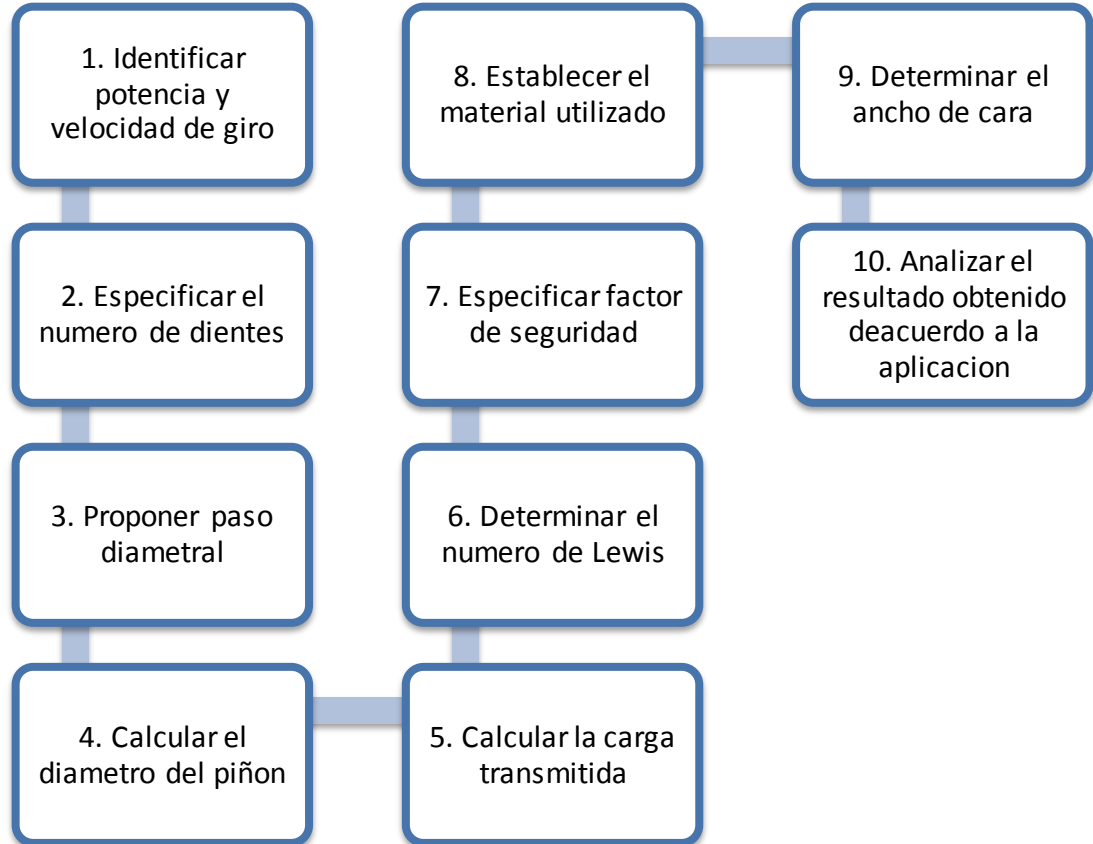
La figura 17 presenta el procedimiento paso a paso para el diseño de engranajes plásticos sugerido por Robert Mott³; inicialmente se identifica la potencia y la velocidad angular requerida para las pruebas, posteriormente se define la geometría del engrane y se determinan las fuerza actuante sobre este, finalmente se obtiene un ancho de cara y se analiza si este satisface los requerimientos de montaje sobre el eje, además del espacio disponible en dirección diametral y axial, si estos no son cumplidos se propone un rediseño repitiendo los pasos 2 al 10 variando el material de fabricación y la geometría del engranaje hasta satisfacer las necesidades del diseñador.

Con gran frecuencia los engranes fabricados con polímeros son más angostos que los engranajes elaborados con metales para las mismas condiciones, debido a que aún no se han realizado publicaciones sobre recomendaciones generales para el diseño de engranes plásticos.

² VELAZQUEZ, Alberto y MOYA, Jorge. Calculo de engranajes plásticos. En: Ingeniería Mecánica. 2007. Vol. 6, No. 2, p. 25 – 34.

³ MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Person, 2006. P. 441.

Figura 17. Fractura del diente.



La geometría y dinámica de los engranajes polímeros es similar al descrito para engranajes metálicos, sin embargo en esta ocasión se determina el ancho de cara conociendo el esfuerzo flexionante admisible del material.

$$\sigma_f = \frac{F_t * F_s}{m * b_w * Y_j}$$

Ecuación 12.

3. DISEÑO DE CONCEPTO DEL BANCO

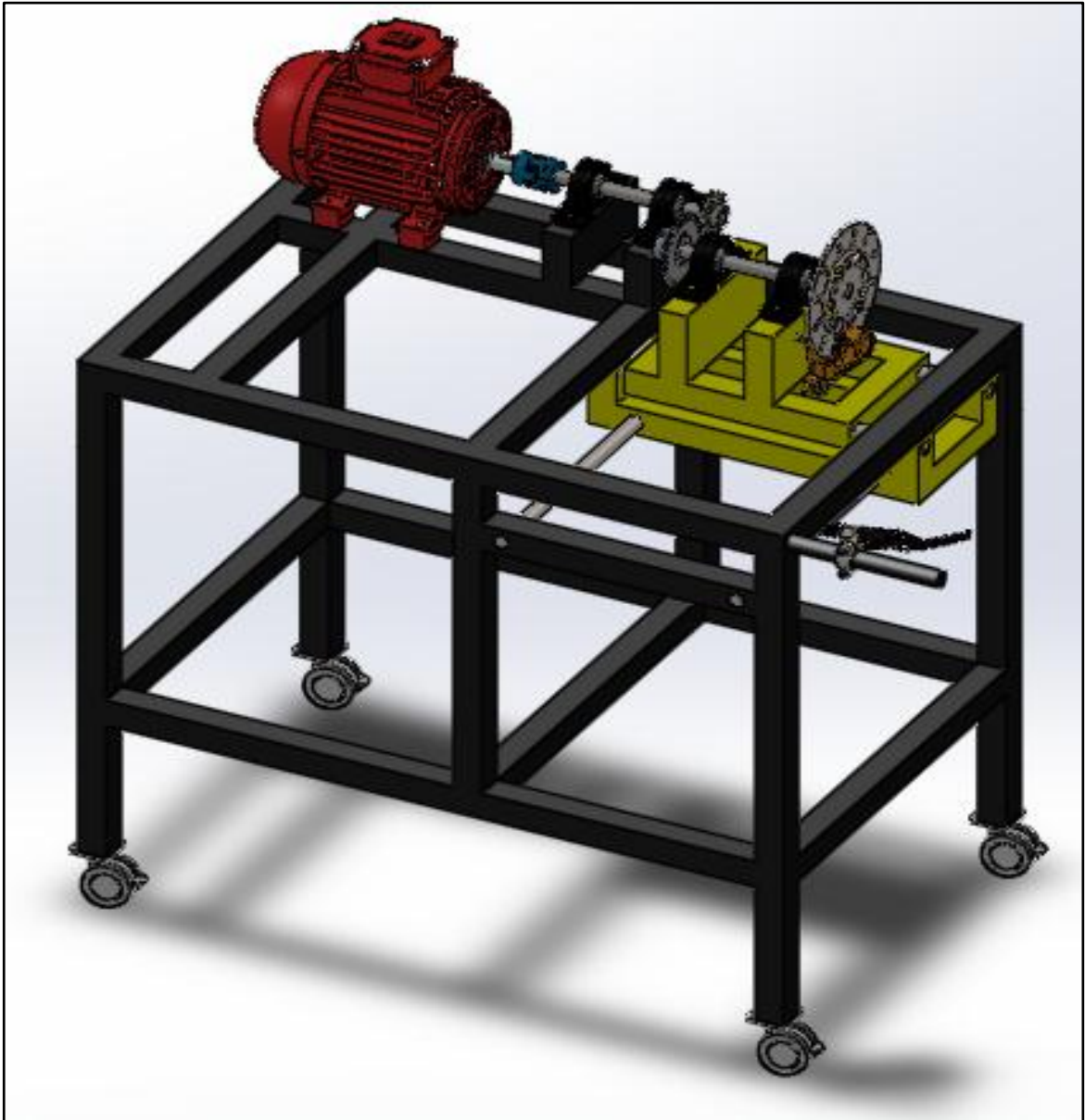
En esta sección se describe a groso modo el funcionamiento del banco de pruebas, detallando los elementos que componen esta herramienta educativa para el análisis de fallas en engranajes plásticos. Inicialmente se describen los elementos mecánicos que integran el sistema, seguido por los componentes eléctricos y electrónicos acordes, finalmente se realiza una descripción del programa requerido para la adquisición de datos.

3.1 ENSAMBLE MECÁNICO

El banco de pruebas posee gran número de piezas mecánicas (Ver figura 18), el elemento principal del banco son los engranajes, los cuales son sometidos a cargas para el análisis e identificación de sus fallas, se plantean dos ejes para la transmisión de movimiento, el primero se encarga de transferir el movimiento rotativo del motor al engranaje conductor y el segundo permite la detención periódica del engranaje de prueba, se requiere emplear dos apoyos para cada uno de los ejes con la capacidad de resistencia a cargas radiales y axiales, el movimiento rotacional del motor se transmite a los ejes por medio de un acople flexible.

Las pruebas se realizan mediante el frenado paulatino de árbol donde se encuentra el engranaje de prueba, este se soporta en el eje por medio de un buje y una cuña, el engrane se detiene de forma gradual por medio de un freno de disco ubicado a un costado del eje. Todos los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos se sitúan en la estructura metálica que compone el banco, esta se encuentra apoyada en cuatro soportes rodantes con freno que facilitan el desplazamiento del banco sin afectar las pruebas en los engranes.

Figura 18. Banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos.



En la figura 19 se identifican los componentes mecánicos principales que constituyen el banco de pruebas, entre los cuales se destacan: el sistema de frenado, el sistema de potencia y los elementos para el posicionamiento de los engranajes fabricados con polímeros.

Figura 19. Componentes mecánicos del banco de pruebas.

The diagram shows an exploded view of a mechanical test bench. The main structure is a black metal frame (13) with four legs and a central platform. Various components are shown in their relative positions: a red electric motor (1) at the top left, a flexible coupling (2), an input shaft (3), and a metal gear (16) connected to a polymer gear (8). A braking system (11, 12) is shown on the right. A positioning system (5, 6, 7, 14) is shown at the bottom. The parts list table is located on the right side of the diagram.

Sistema de Potencia	
1	Motor Eléctrico
2	Acople Flexible
3	Eje Entrada
4	Chumaceras
8	Engranaje Polímero
9	Buje de sujeción
10	Eje de Salida
16	Engranaje Metálico
Sistema de Frenado	
11	Freno de Disco
12	Manilla de frenado
Sistema Posicionamiento	
5	Carril Transversal
6	Carril Lateral
7	Apoyos Transversales
14	Apoyos Laterales
Estructura	
13	Estructura Principal
15	Soportes Rodantes

			Fecha 31 de Mayo 2015 Material
Universidad Industrial de Santander Ingeniería Mecánica			
Diseñadores Alvaro Andres Cristancho Mogollon			
Nombre Pieza Ensamble			Formato A3
ESCALA 1:10		HOJA 1 DE 1	

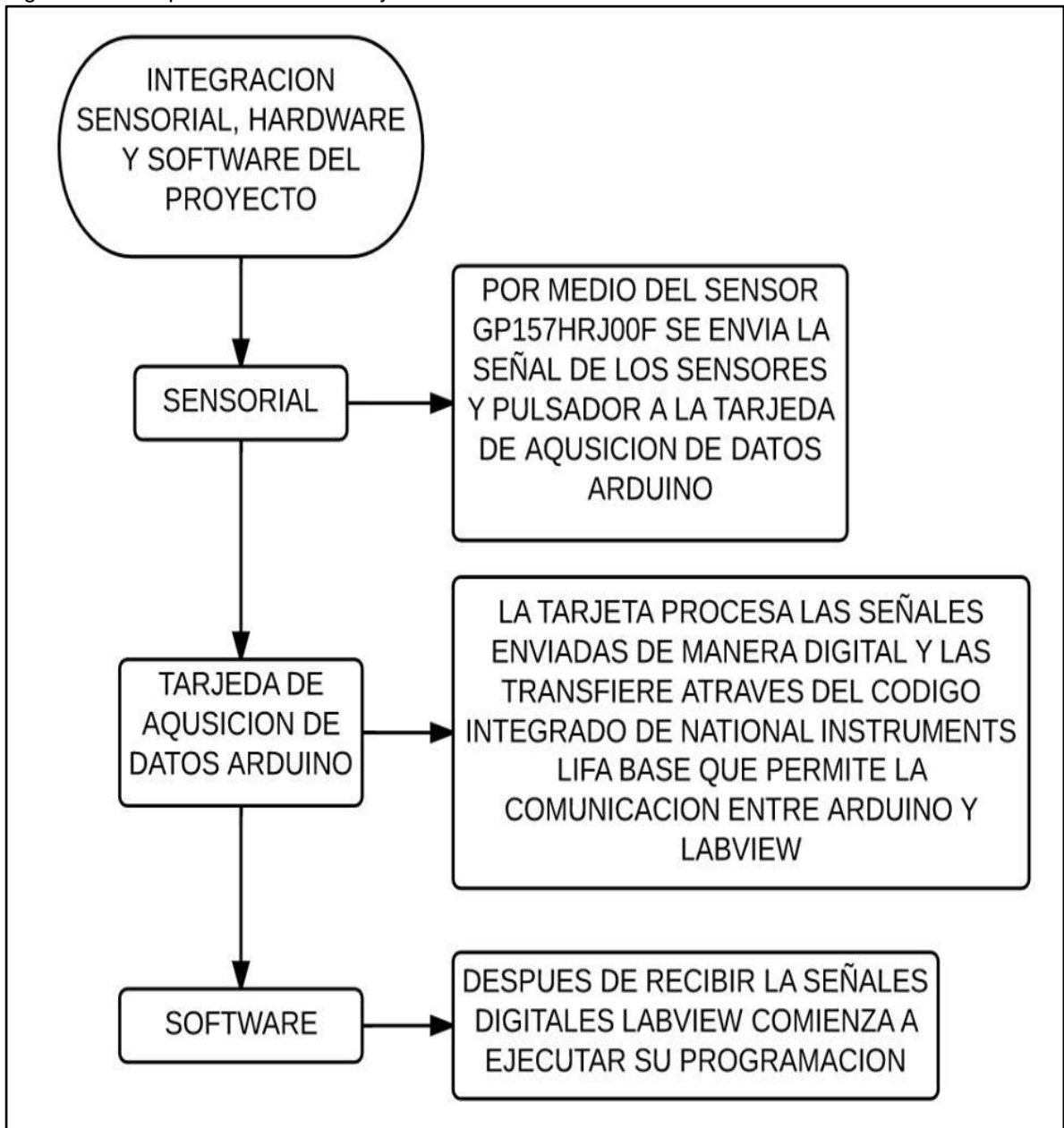
3.2 ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

Se requiere un sistema eléctrico encargado de energizar el motor trifásico del banco de pruebas, cuyo circuito proteja la integridad del mismo de sobrecargas y aumento de temperatura, este consta de varios elementos: un breaker o cuchilla eléctrica, botones de encendido y apagado, luz de señalización, un relé térmico y uno convencional, también se genera un circuito electrónico encargado del envío y recepción de pulsos para la adquisición de datos, incorporando componentes como: resistencia, sensores de ranura, tarjeta de procesamiento de datos (Arduino), adicional a estos elementos se necesita un software de entorno gráfico (Labview) para la presentación e interpretación de los datos de forma explícita.

El ensamble mecánico descrito en la sección anterior junto al circuito eléctrico y el circuito electrónicos conforman el Hardware del banco de pruebas, sin embargo estos componentes deben ser integrados al Software para el seguimiento y análisis de los resultados obtenidos en las pruebas, para esto la National Instruments desarrollo una interfaz con la capacidad de acoplar las señales de alto y bajo emitidas por los sensores de ranura y procesados por la tarjeta Arduino con el lenguaje de programación que posee Labview. Esta interfaz es nombrada Labview Interface for Arduino (LIFA), la cual permite la integración entre los sensores ópticos, la tarjeta de adquisición de datos y el entorno gráfico.

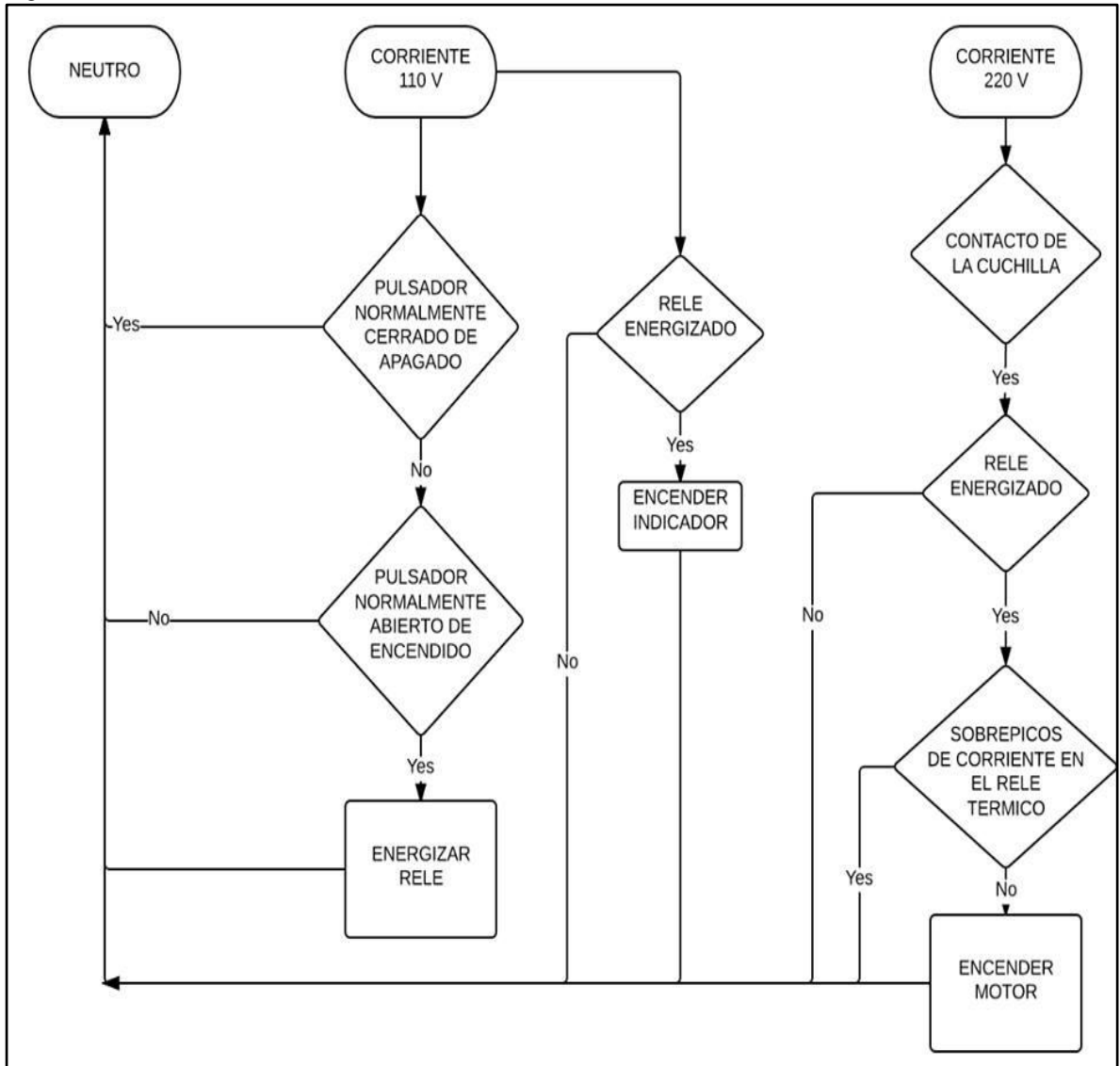
El proceso de integración sigue el siguiente procedimiento (Ver figura 20): al encender el banco de pruebas las hélices interrumpen el paso de la luz infrarroja al receptor del sensor produciendo señales digitales, por otra parte al activar el manillar del freno se envía una pulsación que inicie el conteo de ciclos para la prueba, estas son transferidas a la programación mediante la tarjeta Arduino comenzado la ejecución del algoritmo, una vez procesados los datos estos son mostrados en un ambiente gráfico.

Figura 20. Incorporación Hardware y Software.



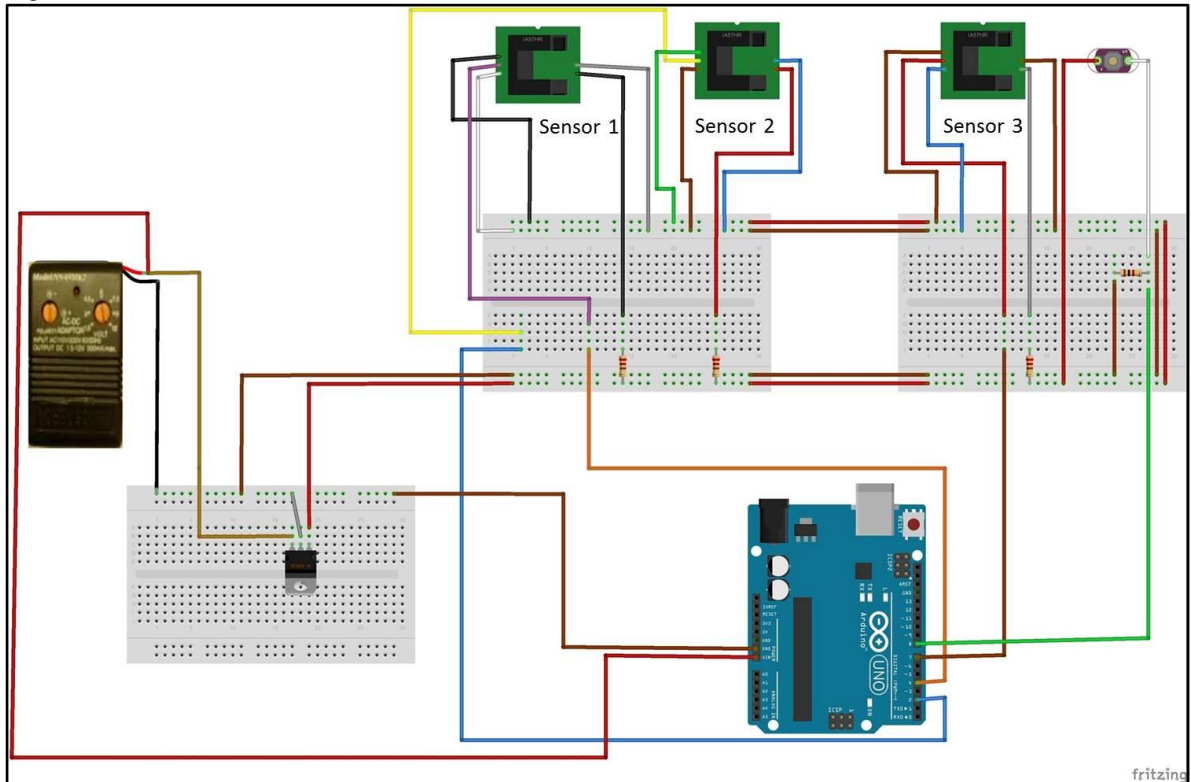
El sistema de encendido del motor trifásico requiere algunas condiciones (Ver figura 21), evitando que picos de corriente, cortocircuitos u otra eventualidad afecte el funcionamiento del mismo, también se vislumbra el recorrido que realiza la corriente de 110 V y 220 V activando uno a uno los elementos pertinentes del circuito.

Figura 21. Condicionamiento del sistema eléctrico.



La figura 22 permite la visualización de los componentes electrónicos con los que está equipado el banco de pruebas; el primer sensor se encuentra ubicado en medio del acople flexible y el motor, el segundo intermedio al eje y el acople, con la finalidad de determinar el desfase que sufre este al momento de aplicar el freno, el tercero se localiza en el eje donde se halla el engranaje polímero, este último cumple la función de determinar la velocidad de giro y el número de ciclos antes de la falla del engrane.

Figura 22. Conexiones del sistema.

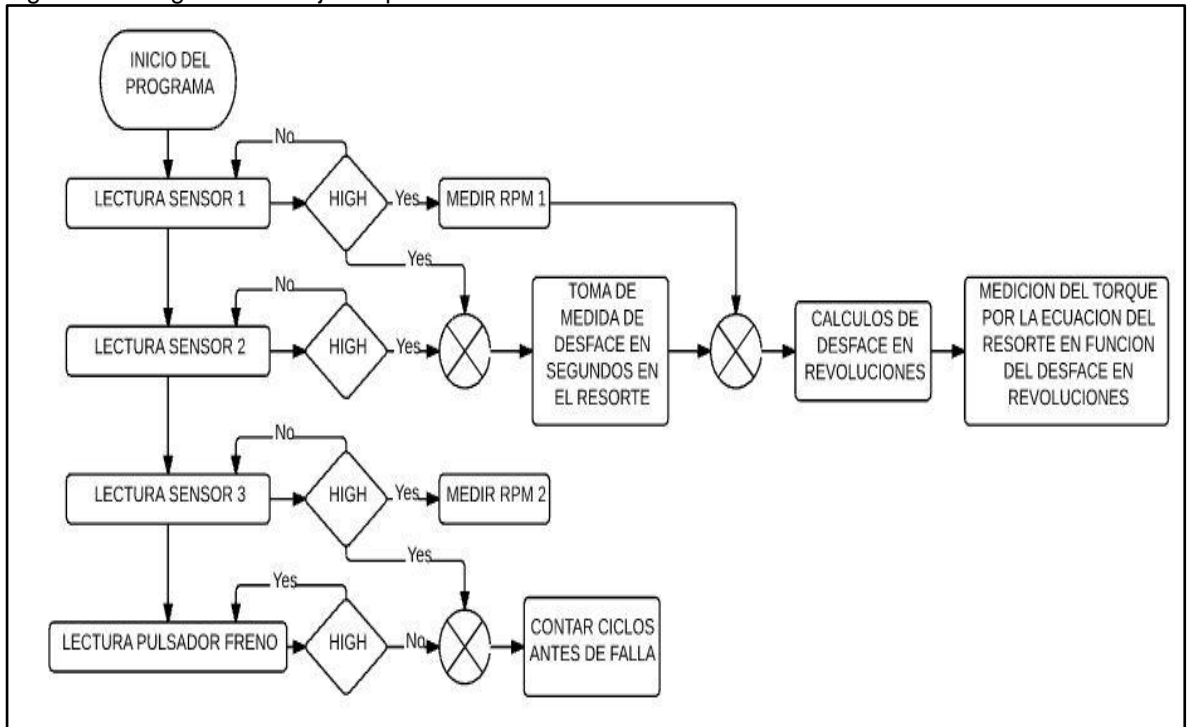


3.3 PROGRAMACIÓN

Los datos requeridos para realizar satisfactoriamente la experiencia en el banco de pruebas son: el desfase del resorte en el acople flexible, la velocidad angular de los ejes donde se localizan los engranajes y el número de ciclos a los que falla el engranaje fabricado con materiales polímeros. Para esto se requiere de una tarjeta de emisión y recepción de señales (Arduino) con la capacidad de procesar los datos por medio de un microcontrolador, adicional a esta se debe adjuntar un software que presente de forma clara y concisa los datos suministrados a través de la experimentación por medio de una plataforma gráfica, en este caso en particular se utiliza el entorno suministrado por Labview, ya que este facilita la conexión de los elementos físicos con el entorno virtual por medio del procesamiento del firmware del LIFA (Labview Interface for Arduino).

El proceso de programación para la adquisición de datos se presenta en la figura 23. Al iniciar la adquisición de datos desde el ambiente gráfico, de igual manera se activa la lectura de señales por parte de los sensores ópticos, estas son procesadas por la tarjeta Arduino y enviados al logaritmo para determinar el torque, velocidad angular y numero de ciclos , estos resultados son presentados finalmente en el ambiente grafico al operario del banco.

Figura 23. Diagrama de flujo adquisición de datos.



4. DISEÑO DE DETALLE DEL BANCO

El banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos, se conforma de varios elementos, los cuales se dividen principalmente en tres grandes grupos: elementos mecánicos, componentes eléctricos y electrónicos, y el componente de programación.

4.1 ELEMENTOS MECÁNICOS

En esta sección se describe el diseño y selección de los componentes mecánicos que conforma el banco de pruebas. Evaluando la resistencia al desgaste, flexión, compresión y fatiga, seleccionando el material adecuado para la fabricación de cada uno de estos.

4.1.1 Diseño de engranajes

En la actualidad existen normas para el diseño y fabricación de engranajes metálicos sin embargo el estudio de polímeros como material para engranajes ha sido reciente y es poca la información sobre el cálculo y el comportamiento de los mismos a diferentes condiciones de trabajo, existe gran variedad de composiciones químicas para un mismo material y al ser añadido algún aditivo las propiedades del material cambian drásticamente, esto no ha permitido la normalización del diseño de este tipo de elemento mecánico y comúnmente se diseñan siguiendo los lineamientos sugeridos para los engranes metálicos, pero este cálculo no es exacto, por la diferencia entre las propiedades físicas, mecánicas, térmicas, eléctricas y los métodos de fabricación de estos materiales.

En este caso en particular los engranajes plásticos se diseñan empleando el método sugerido por ROBERT MOTT⁴, determinando el ancho de cara mínimo para cada engrane, teniendo en cuenta factores de: potencia, dinámica y propiedades de cada material.

4.1.1.1 Engranajes Metálicos La geométrica de los engranajes metálicos es definida de acuerdo al espacio diametral y axial deseado en el banco de pruebas, se selecciona módulo de 2 a 5 mm para garantizar que las pruebas perduren el suficiente tiempo para el análisis, ya que si se selecciona un módulo menor a dos milímetros, la rotura del diente se presenta de manera inmediata al aplicar el frenado. La tabla 3 presenta las características de los engranajes conductores, determinados mediante las ecuaciones 1 y 2.

Tabla 3. Geometría engranajes conductores.

	m	ϕ	Z	D_p [mm]	D_e [mm]
1	2	20°	28	56	60
2	2.5	20°	22	55	60
3	3	20°	18	54	60
4	4	20°	23	92	100
5	5	20°	18	90	100

➤ **Potencia de diseño**

La potencia de diseño requerida para efectuar las pruebas es de 1 HP, sin embargo esta es corregida con un factor de seguridad de potencia garantizando el correcto funcionamiento del banco al presentarse inconvenientes.

⁴ MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Person, 2006. P. 441.

$$N_s = 1.6$$

$$Pot_{real} = Pot * N_s$$

$$Pot = 1 [HP]$$

$$Pot_{real} = 1.6 [HP]$$

No es posible conseguir motores de 1.6 HP en el mercado, por tanto se debe seleccionar un motor de mayor potencia para realizar las pruebas exitosamente, por esto se selecciona un motor MARATHON ELECTRIC de 2 HP.

$$Pot_{real} = 2 [HP]$$

➤ Revoluciones del motor

La velocidad angular de los engranajes está sujeto a la capacidad del motor eléctrico de 1715 revoluciones por minuto.

$$N_{motor} = 1715[rpm]$$

La dinámica de los engranajes conductores se presenta en la tabla 4, estos son determinados siguiendo las ecuaciones 3 a 7.

Tabla 4. Fuerzas en engranajes conductores.

	$v_t [m/s]$	$F_t [N]$	$F_r [N]$	$F_N [N]$	$T [N * m]$
1	5.03	296.70	107.99	315.70	8.31
2	4.94	302.10	109.95	321.50	8.31
3	4.85	307.70	111.99	327.40	8.31
4	8.26	180.60	65.73	192.20	8.31
5	8.08	184.60	67.19	196.50	8.31

A continuación se presenta el análisis de resistencia para engranajes metálicos siguiendo los lineamientos de la normas ANSI/AGMA 2001-D04 y AGMA 908-B89 descritos en la sección 2.5.1.

Análisis de resistencia

Los engranajes conductores son diseñados y fabricados con acero SAE 4140 de dureza 320 HB. Las propiedades de este material como: resistencia a la flexión (δ_f) y resistencia a la compresión (δ_c), se determinan mediante curvas experimentales (Anexo A).

$$\delta_f = 265 \text{ [MPa]}$$

$$\delta_c = 911 \text{ [MPa]}$$

Resistencia admisible a flexión

La ecuación y valor de los factores a tener en cuenta en el cálculo de la resistencia admisible a flexión se presenta en la tabla 5. Antes de determinar el factor de ciclos de vida se debe establecer las horas de trabajo diario y los años de vida de los engranajes para determinar los ciclos del sistema.

➤ Ciclos del sistema (N_c)

Se define las horas y años de trabajo previsto para los engranajes.

$$H_{trabajo} = 5 \text{ [hora]}$$

$$A_{trabajo} = 5 \text{ [años]}$$

$$N_c = N_{motor} * (60) * (H_{trabajo}) * (365) * (A_{trabajo})$$

Tabla 5. Resistencia admisible a flexión.

Resistencia admisible a flexión				
$\delta_{fadm} = \frac{\delta_f * Y_N}{F_S * K_T * K_R} = 165.7 \text{ [MPa]}$				
Factor	Símbolo	Ecuación	Valor	Observaciones
F. ciclos de vida	Y_N	$Y_N = 1.3558 * N_c^{-0.0178}$	0.938	Anexo B
F. de seguridad	F_S	-	1.5	$1.5 \leq F_S \leq 2$
F. de temperatura	K_T	-	1	$T < 120 \text{ }^\circ\text{C}$
F. de confiabilidad	K_R	-	1	99 % Anexo B

Resistencia admisible a compresión

El estudio de la resistencia admisible a compresión se exhibe en la tabla 6, siguiendo la ecuación 8 y 9 anteriormente mencionadas en la sección 2.5.1.

Tabla 6. Resistencia admisible a compresión.

Resistencia admisible a compresión				
$\delta_{cadm} = \frac{\delta_c * Z_N * C_H}{F_S * K_T * K_R} = 470.6 \text{ [MPa]}$				
Factor	Símbolo	Ecuación	Valor	Observaciones
F. ciclos de fatiga	Z_N	$Z_N = 2.466 * N_c^{-0.056}$	0.775	Anexo B
F. dureza del material	C_H	$C_H = 1 + A' * (m - 1)$	1	-
Relación Dureza.	A'	$\frac{Dureza_{cond}}{Dureza_{prueba}}$	0	$A' \leq 1.2$
F. de seguridad	F_S	-	1.5	$1.5 \leq F_S \leq 2$
F. de temperatura	K_T	-	1	$T < 120 \text{ }^\circ\text{C}$
F. de confiabilidad	K_R	-	1	99 % Anexo B

NOTA: Las propiedades de los materiales son especificadas según fichas técnicas suministradas por el proveedor (Anexo C).

Análisis por Flexión

El estudio de resistencia a flexión se realiza al engranaje de módulo 2 por ser el de mayor relación fuerza tangencial – modulo, es decir el de mayor criticidad. La tabla 7 enseña los resultados obtenidos en la determinación del esfuerzo de flexión descrito en las ecuaciones 10 y 11.

Tabla 7. Esfuerzo de flexión.

Esfuerzo de flexión				
$\sigma_f = \frac{F_t * K_a * K_s * K_m * K_v * K_i * K_b}{m * b_w * Y_j} = 106.6 [MPa]$				
Factor	Símbolo	Ecuación	Valor	Observaciones
F. aplicación de carga	K_a	-	1.5	Anexo B
F. de tamaño	K_s	-	1	Anexo B $2 \leq m \leq 5$
F. distribución de carga	K_m	-	1.161	Ver tabla 8
F. dinámico	K_v	$K_v = \left(\frac{A + C\sqrt{v_t}}{A} \right)^B$	1.197	Anexo B $Q_v = 9$
F. de contacto	K_i	-	1	Contacto Exterior
F. de anillo	K_b	-	1	Engranaje Macizo
Ancho de cara	b_w	-	10	Unidades [mm] Valor Supuesto
F. de Lewis	Y_j	-	0.29	Anexo B

Tabla 8. Factor distribución de carga

Factor distribución de carga				
$K_m = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e) = 1.161$				
Factor	Símbolo	Ecuación	Valor	Observaciones
F. corrección manejo	C_{mc}	-	1	Anexo B
F. proporción del piñón	C_{pf}	$C_{pf} = \frac{b_w}{10 * D_{primitivo}} - 0.025$	0.025	Anexo B
F. proporción modificada del piñón.	C_{pm}	$\frac{S_1}{S}$	1.1	Anexo B
F. de alineamiento.	C_{ma}	$C_{ma} = A + B * b_w + C * b_w^2$	0.1332	Anexo B
F. corregido de alineamiento.	C_e	-	1	Anexo B

Análisis por compresión

Los resultados adquiridos en el estudio por compresión son mostrados en la tabla 9 siguiendo los lineamientos descritos en la sección 2.5.1.

Nota: Los valores del módulo de Young y el coeficiente de Poisson son extraídos de las fichas técnicas suministradas por el proveedor (Anexo C).

$$E'_{acetal} = 5761$$

$$E'_{nylon} = 6454$$

$$E'_{pvc} = 5541$$

Tabla 9. Esfuerzo de compresión.

Esfuerzo de compresión					
$\sigma_c = E' * \left(\frac{W' * K_a * K_s * K_m * K_v}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}} = 118.6 [MPa]$					
Factor	Símbolo	Ecuación	Valor	Observaciones	
Modulo elástico efectivo	E'	$E' = \frac{2}{\frac{1 - C_a^2}{E_a} + \frac{1 - C_b^2}{E_b}}$	6454	Anexo C	
Dimensionamiento de la carga	W'	$W' = \frac{w}{E' * R_x}$	0.001019	-	
F. aplicación de carga	K_a	-	1.5	Anexo B	
F. de tamaño	K_s	-	1	Anexo B $2 \leq m \leq 5$	
F. distribución de carga	K_m	-	1.161	Ver tabla 8	
F. dinámico	K_v	$K_v = \left(\frac{A + C\sqrt{v_t}}{A} \right)^B$	1.197	Anexo B $Q_v = 9$	

➤ Dimensionamiento de la carga [W']

$$w = \frac{F_{neta}}{b_w} = 31.57 \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$\frac{1}{R_x} = \frac{2}{\text{sen}(\phi)} * \left(\frac{1}{d} + \frac{1}{D} \right)$$

$$R_x = 4.8$$

El diseño se considera correcto cuando el esfuerzo de flexión (σ_f) y compresión (σ_c) no superan el valor de la resistencia admisible, si alguno de estos valores es mayor se requiere modificar el ancho de cara anteriormente supuesto.

➤ Flexión

$$\sigma_f = 106.6 [MPa]$$

$$\delta_{fadm} = 165.7 [MPa]$$

$$\sigma_f < \delta_{fadm}$$

➤ Compresión

$$\sigma_c = 118.6 [MPa]$$

$$\delta_{cadm} = 470.6 [MPa]$$

$$\sigma_c < \delta_{cadm}$$

El esfuerzo de compresión y flexión no superan el valor de la resistencia admisible, por consiguiente el diseño del engranaje es correcto.

4.1.1.2 Engranajes Plásticos Los ensayos de engranajes plásticos son realizados a tres materiales puros: Acetal, Nylon y Policloruro de vinilo (PVC), sin embargo es posible realizar las pruebas a diversos polímeros. El banco se ha diseñado para el estudio de la capacidad de carga del diente al variar distintos factores como: el modulo, ancho de cara y material, como también para el análisis de diversas fallas que pueden presentarse.

Se genera una interfaz gráfica de código anexo (Anexo D) basada en el procedimiento descrito en la sección 2.5.2, este entorno grafico sirve como apoyo en el cálculo de los engranajes de prueba. (Ver Figura 24).

Figura 24. Interfaz gráfica calculo engranajes plásticos.

The interface is divided into several sections:

- Engranaje Prueba:**
 - Modulo [mm]: 3
 - Numero de dientes: 30
 - Material: Nylon
- Engranaje de prueba:**
 - Diametro Primitivo [mm]: 90
 - Diametro Externo [mm]: 96
 - Ancho de Cara [mm]: 4.4499
 - Distancia de Centros [mm]: 72
 - Relacion: 1.66667
 - Velocidad [m/s]: 4.84905
 - Esfuerzo Admisible [Psi]: 6000
- Fuerzas:**
 - Fuerza Tangencial [N]: 307.689
 - Fuerza Radial [N]: 111.99
 - Fuerza Neta [N]: 327.436
 - Par torsional [N*m]: 13.846
- Operaciones:**
 - Calcular
 - Reset
 - Cerrar

A diagram of two meshing gears is shown, with force vectors F_t , F_r , and F_n indicated at the point of contact.

Las características de los engranajes de prueba, para las tres experiencias son detalladas en las tablas 10, 11 y 12, estas se seleccionan bajo las restricciones del banco de pruebas, cuyo diámetro primitivo debe permanecer en el rango de los 90 a 120 mm.

Tabla 10. Engranajes plásticos – Ensayo variación de material.

Material	m [mm]	Z	D_p [mm]	D_e [mm]	b [mm]	F_t [N]	F_r [N]	F_N [N]	T [N * m]
Acetal	3	30	90	96	5	307.7	112.0	327.4	13.9
Nylon	3	30	90	96	5	307.7	112.0	327.4	13.9
PVC	3	30	90	96	5	307.7	112.0	327.4	13.9

Tabla 11. Engranajes plásticos – Ensayo variación de modulo.

Material	m [mm]	Z	D_p [mm]	D_e [mm]	b [mm]	F_t [N]	F_r [N]	F_N [N]	T [N * m]
Acetal	2	60	120	124	6	296.7	108.0	315.7	17.8
Acetal	2.5	48	120	125	6	302.1	110.0	321.5	18.1
Acetal	3	40	120	126	6	307.7	112.0	327.4	18.5

Tabla 12. Engranajes plásticos – Ensayo variación de ancho.

Material	m [mm]	Z	D_p [mm]	D_e [mm]	b [m]	F_t [N]	F_r [N]	F_N [N]	T [N * m]
PVC	2.5	84	210	215	6	302.1	110.0	321.5	31.7
PVC	2.5	84	210	215	7	302.1	110.0	321.5	31.7
PVC	2.5	84	210	215	8	302.1	110.0	321.5	31.7

NOTA: Las pruebas anteriormente citadas no contemplan ensayos para engranajes de módulo 4 y 5, ya que se requiere un ancho de cara inferior a 5 mm para realizar los ensayos satisfactoriamente, sin embargo pueden ser utilizados variando el material por uno de esfuerzo admisible menor a 4000 psi.

4.1.2 Diseño de ejes Para determinar el diámetro del eje, es necesario definir las cargas que estos soportan originadas los engranajes, asimismo se requiere conocer la disposición espacial de las ruedas dentadas como la de los apoyos, se comprueba el diámetro mínimo por medio de análisis de fatiga, flexión y torsión.

4.1.2.1 Selección de material El eje se fabrica con acero ingenieril SAE 1045, distribuido en Bucaramanga por la Compañía General de Aceros, este es ampliamente utilizado en chavetas, bulones, engranajes de baja velocidad, árboles, ejes de resistencia media, tornillería grado 5, además de herramientas agrícolas, mecánicas y de mano como: hachas, azadones, rastrillos, picas, palas, llaves y demás, por su alto nivel de dureza y tenacidad a bajo costo; estas propiedades son suministradas por el distribuidor por medio de la ficha técnica (Anexo C) adjunta al producto. La tabla 13 muestra las propiedades requeridas para el diseño de los ejes de entrada y salida.

Tabla 13. Propiedades Acero SAE 1045.

Propiedad Física	Valor	Unidad
Densidad	7.85	<i>gr/cm³</i>
Módulo de elasticidad	$2 * 10^{11}$	<i>Pa</i>
Coefficiente de Poisson	0.3	-
Resistencia a la tracción	655	<i>MPa</i>
Punto de fluencia	413	<i>MPa</i>

4.1.2.2 Eje de entrada El eje de entrada soporta los engranajes metálicos o conductores, por tanto se requiere para el cálculo del mismo las fuerzas determinadas en el diseño de estos engranajes (Ver Tabla 4), sin embargo la disposición de los engranajes es la misma para cada rueda dentada, por esto solo son utilizadas la fuerzas críticas (Ver Tabla 14) generadas por el engranaje crítico.

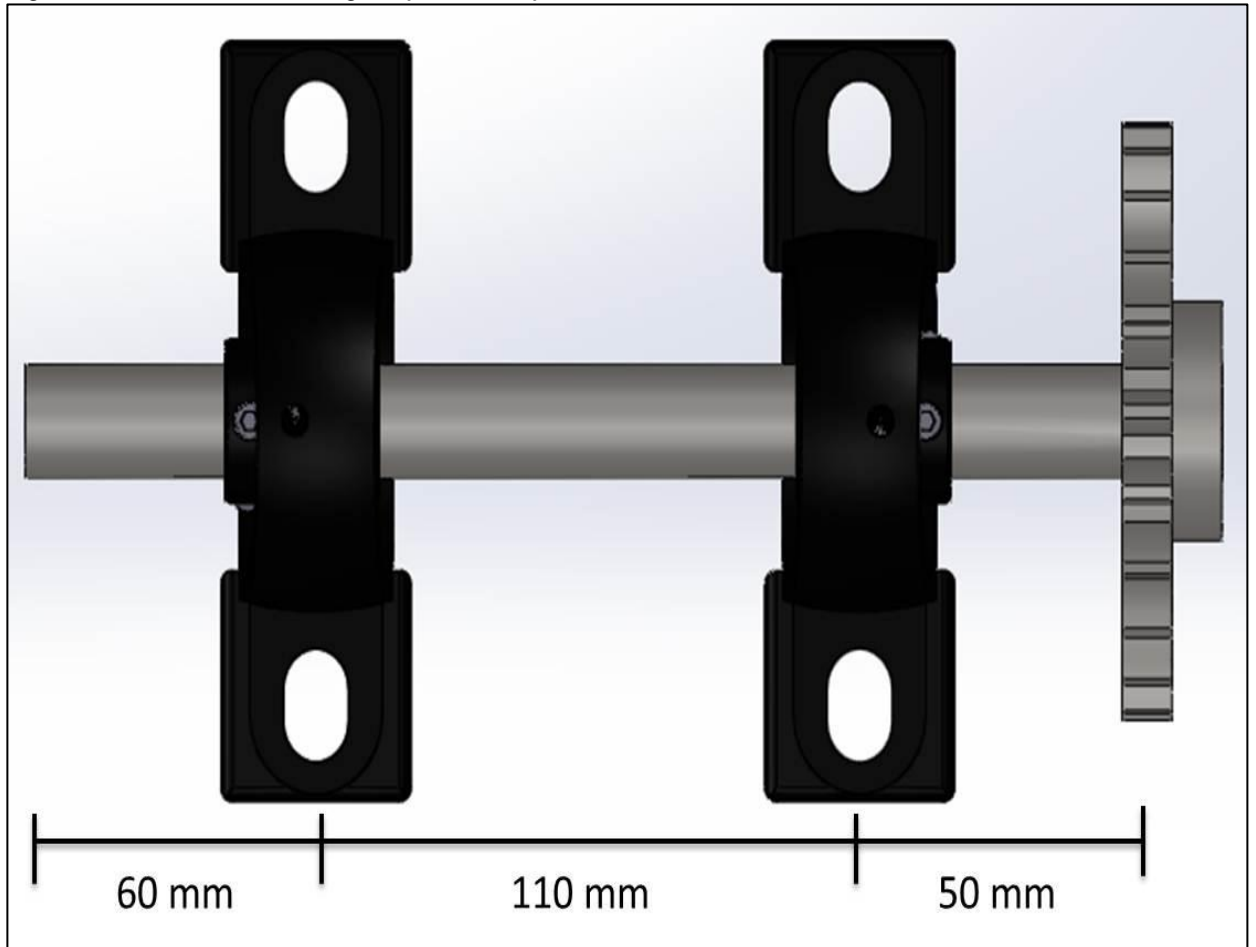
Tabla 14. Cargas críticas sobre el eje.

<i>m [mm]</i>	<i>F_t [N]</i>	<i>F_r [N]</i>	<i>F_N [N]</i>	<i>T [N * m]</i>
3	307.70	111.99	327.40	8.31

Análisis Estático

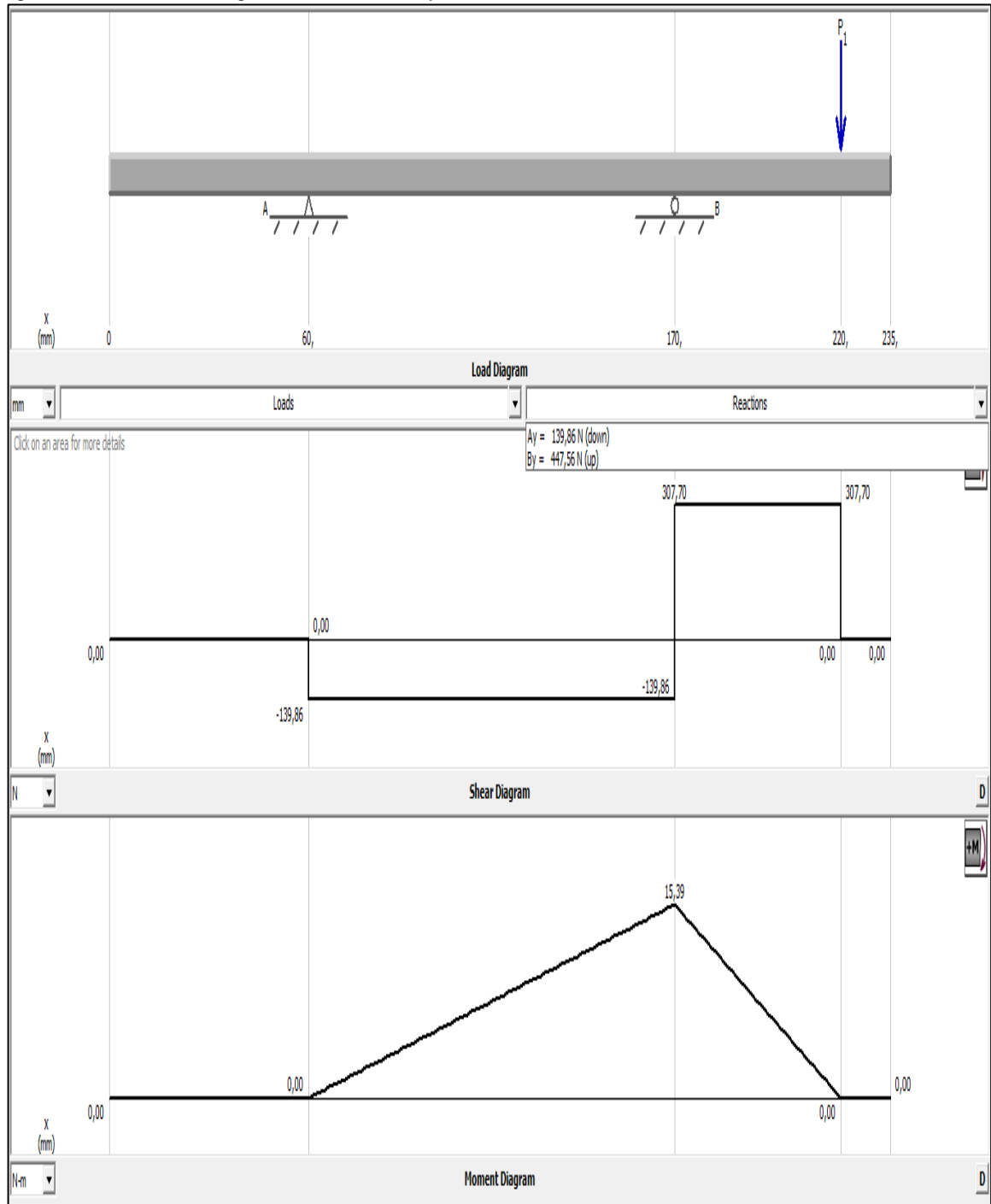
Los engranajes son distribuidos en el eje cerca a los apoyos (Ver figura 25) previniendo momentos máximos que influyan en la rotura del eje.

Figura 25. Distribución de engranajes en el eje.



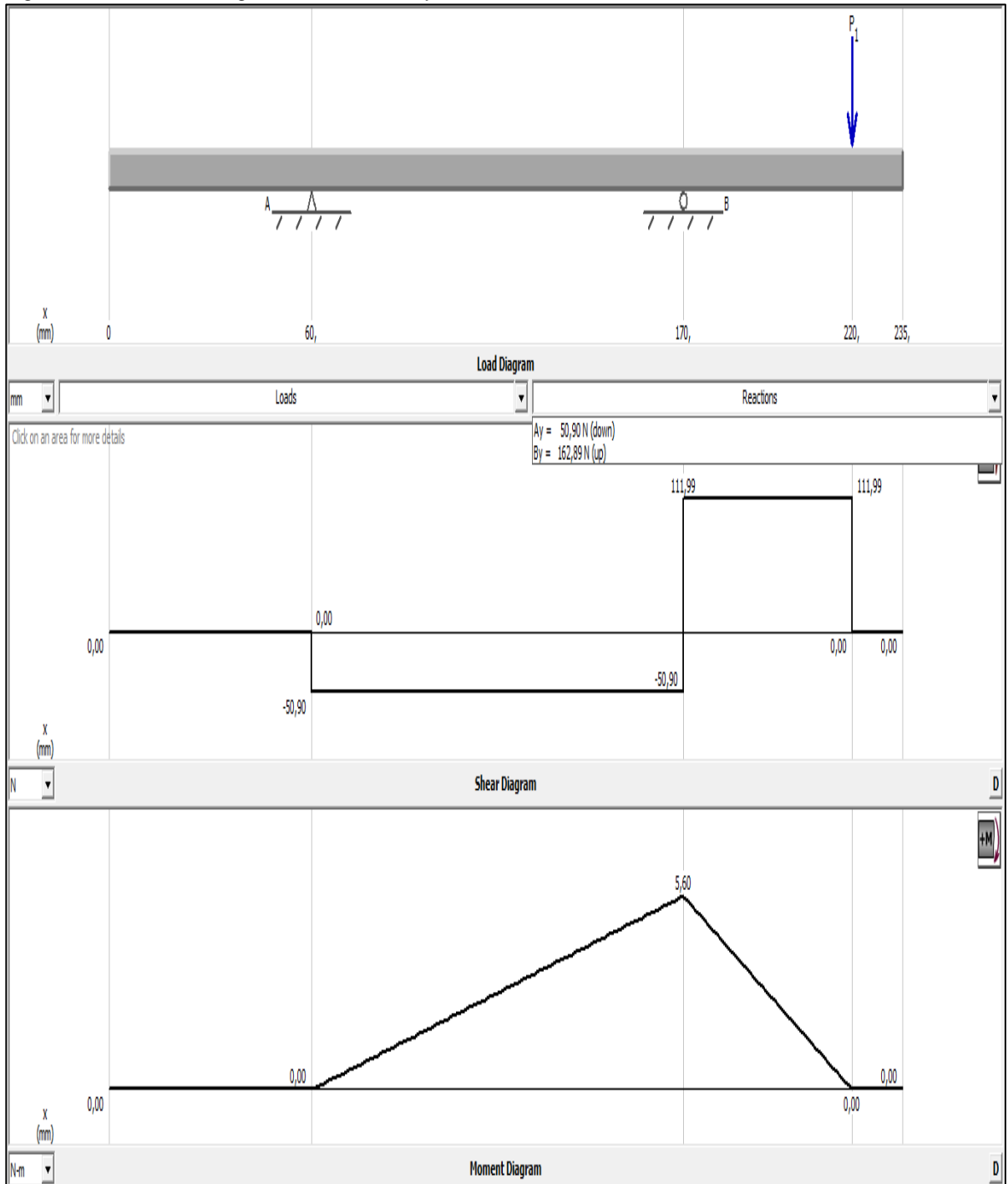
Los diagramas de fuerzas cortantes y momentos en los plano XY (Ver Figura 26) y XZ (Ver Figura 27) se determinan con ayuda del software MD Solids, con estos se determinan las reacciones en cada uno de los apoyos, cuyos valores son incluidos en la tabla 15.

Figura 26. Plano XY diagrama de cortante y momento.



El mayor momento se obtiene en la chumacera B con magnitud de 15.39 Newton – metro.

Figura 27. Plano XZ diagrama de cortante y momento.



El mayor momento se obtiene en la chumacera B con magnitud de 5.60 Newton – metro.

Tabla 15. Reacciones del eje de entrada.

Plano XY			Plano XZ		
A_y [N]	B_y [N]	M_{xy} [N * m]	A_z [N]	B_z [N]	M_{xz} [N * m]
139.86	447.56	15.39	50.90	162.89	5.60

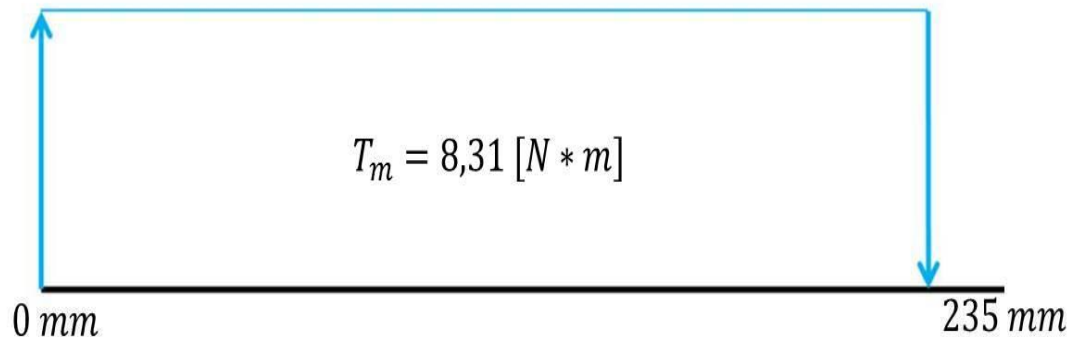
El momento resultante se encuentra ubicado en la chumacera B, siendo esta el apoyo crítico.

$$M_R = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2}$$

$$M_R = 16.38 \text{ [N * m]}$$

El torque suministrado (Ver Figura 28) por el motor a velocidad nominal al eje es igual al torque que sale por los engranajes.

Figura 28. Diagrama de torque.



Calculo del diámetro

El diámetro mínimo del eje de entrada se determina mediante la ecuación de Soderberg del máximo esfuerzo cortante.

$$d = \left(\frac{32F_s}{\pi(1-\beta^4)} \left(\left(\frac{M_m}{S_y} + K_f \frac{M_R}{S'_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2S_{ys}} + K_{fs} \frac{T_a}{2S'_{es}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Al ser un eje macizo con torque constante la ecuación del máximo esfuerzo cortante se reduce a:

$$d = \left(\frac{32F_s}{\pi} \left(\left(\frac{M_m}{S_y} + K_f \frac{M_R}{S'_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2S_{ys}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Conociendo las propiedades del acero ingenieril SAE 1045 (Anexo C) y la finalidad académica del banco de pruebas, es seleccionada la vida útil y el factor de seguridad (F_s) del eje.

$$F_s = 2$$

$$Ciclo_{vida} = 10^6 \text{ (Vida Infinita)}$$

$$M_m = 8.19 \text{ N} * m$$

➤ Resistencia a la fluencia [S_{ys}]

Al tener un ciclo de vida infinita, la resistencia a la fluencia para el acero ingenieril SAE 1045 es:

$$S_{ys} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_{ys} = 206.5 \text{ MPa}$$

➤ Límite de fatiga (S'_e)

Para el cálculo del límite de fatiga se identifican los factores de carga, temperatura ambiente de trabajo, efectos misceláneos, confiabilidad, tamaño y acabado superficial del eje (Ver tabla 16). Estos factores siguen los lineamientos planteados en el libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR

$$S'_e = K_L * K_T * K_m * K_c * K_d * K_s * S_e$$

Tabla 16. Límite de fatiga.

Limite de fatiga			
$S'_e = K_L * K_T * K_m * K_c * K_d * K_s * S_e = 218.81 \text{ MPa}$			
Factor	Símbolo	Valor	Observaciones
F. de carga	K_L	1	Carga Flectora - Anexo E
F. de temperatura	K_T	1	$T_{prom} = 35 \text{ °C}$ - Anexo E
F. de efectos misceláneos	K_m	1.2	Acero SAE 1045 Normalizado – Anexo E
F. de confiabilidad	K_c	0.814	Confiabilidad 99% - Anexo E
F. de tamaño	K_d	0.90	Supone diámetro entre 0.4 a 1 in – Anexo E
F. de acabado superficial.	K_s	0.76	Anexo E
Límite de endurancia	S_e	327.5 MPa	$S_e = \frac{S_{ut}}{2}$

➤ Factores de concentración de esfuerzos en fatiga [K_f]

Para la sujeción de los engranajes conductores se realizan agujeros de $\frac{1}{4}$ [in] para tornillos prisioneros, estos originan concentradores de esfuerzos a flexión.

$$K_f = 1 + q * (K_{tt} - 1)$$

➤ Sensibilidad a la entalladura [q]

La sensibilidad a la entalladura se determina mediante la gráfica (Anexo E) presente en el libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, para un eje sin reducción o aumento de diámetro.

$$q = 0.43$$

➤ Factor de concentración de esfuerzos estáticos [K_{tt}]

Se supone un diámetro de 0.7 pulgadas y agujeros de $\frac{1}{4}$ de pulgada. La grafica (Anexo E) del libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, permite determinar el factor de concentración de esfuerzos estáticos.

$$K_{tt} = 1.85$$

Con la sensibilidad a la entalladura y el factor de concentración de esfuerzos estáticos, el cálculo de factor de concentración de esfuerzos en fatiga corresponde:

$$K_f = 1.37$$

Con los factores obtenidos se utiliza la teoría de falla del máximo esfuerzo cortante de Soderberg para carga combinada:

$$d = \left(\frac{32F_s}{\pi} \left(\left(\frac{M_m}{S_y} + K_f \frac{M_R}{S'_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2S_{ys}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.01362 [m] \approx 0.54 [in]$$

Comercialmente las barras de acero SAE 1045 de mayor comercio son de 1/2 y 3/4 de pulgada, por tanto se selecciona la barra de acero de diámetro mayor para el eje de entrada garantizando el factor de seguridad.

$$d_{eje} = 3/4 \text{ [in]} = 19.05 \text{ [mm]}$$

Análisis deformación

Con el módulo de elasticidad del acero SAE 1045 y el diámetro del eje (Ver Figura 29), se diagnostica la deformación en los planos XY (Ver Figura 30) y XZ (Ver Figura 31), los resultados son introducidos en la tabla 17.

Figura 29. Geometría del eje de entrada.

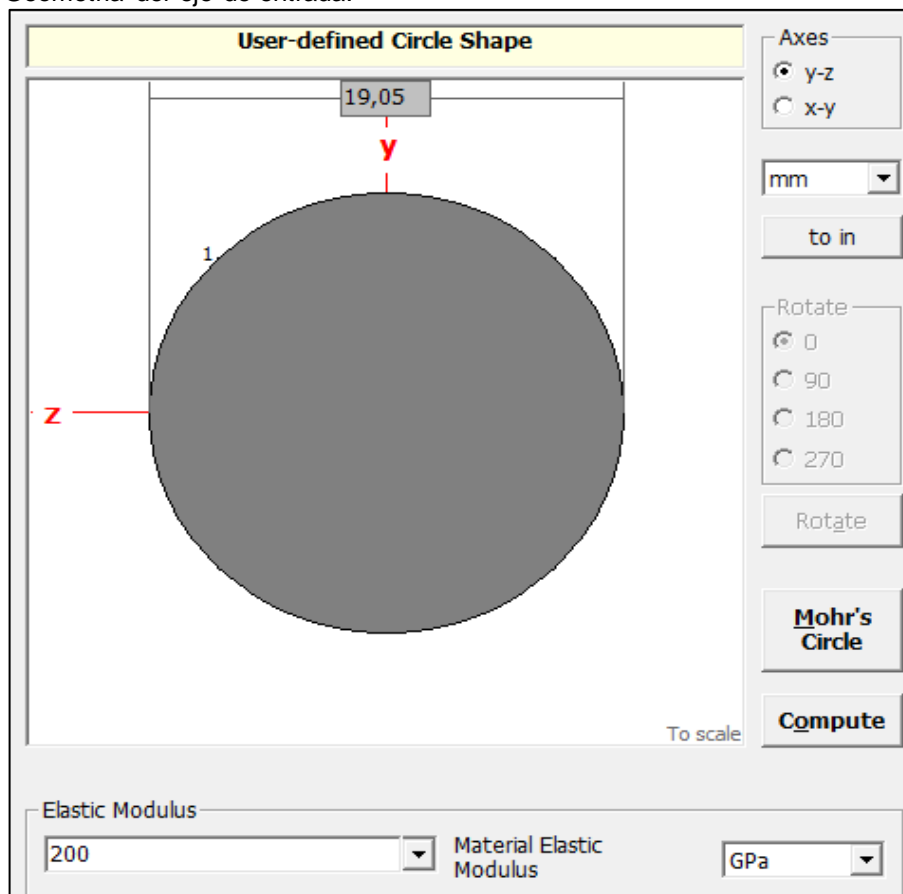


Tabla 17. Puntos críticos de deformación [mm].

X	δ_{1xy}	δ_{1xz}	δ_{1Total}	X	δ_{2xy}	δ_{2xz}	δ_{2Total}
0	0.01309	0.004764	0.01393	235	0.04274	0.01555	0.04548

Figura 30. Deformación del eje plano XY.

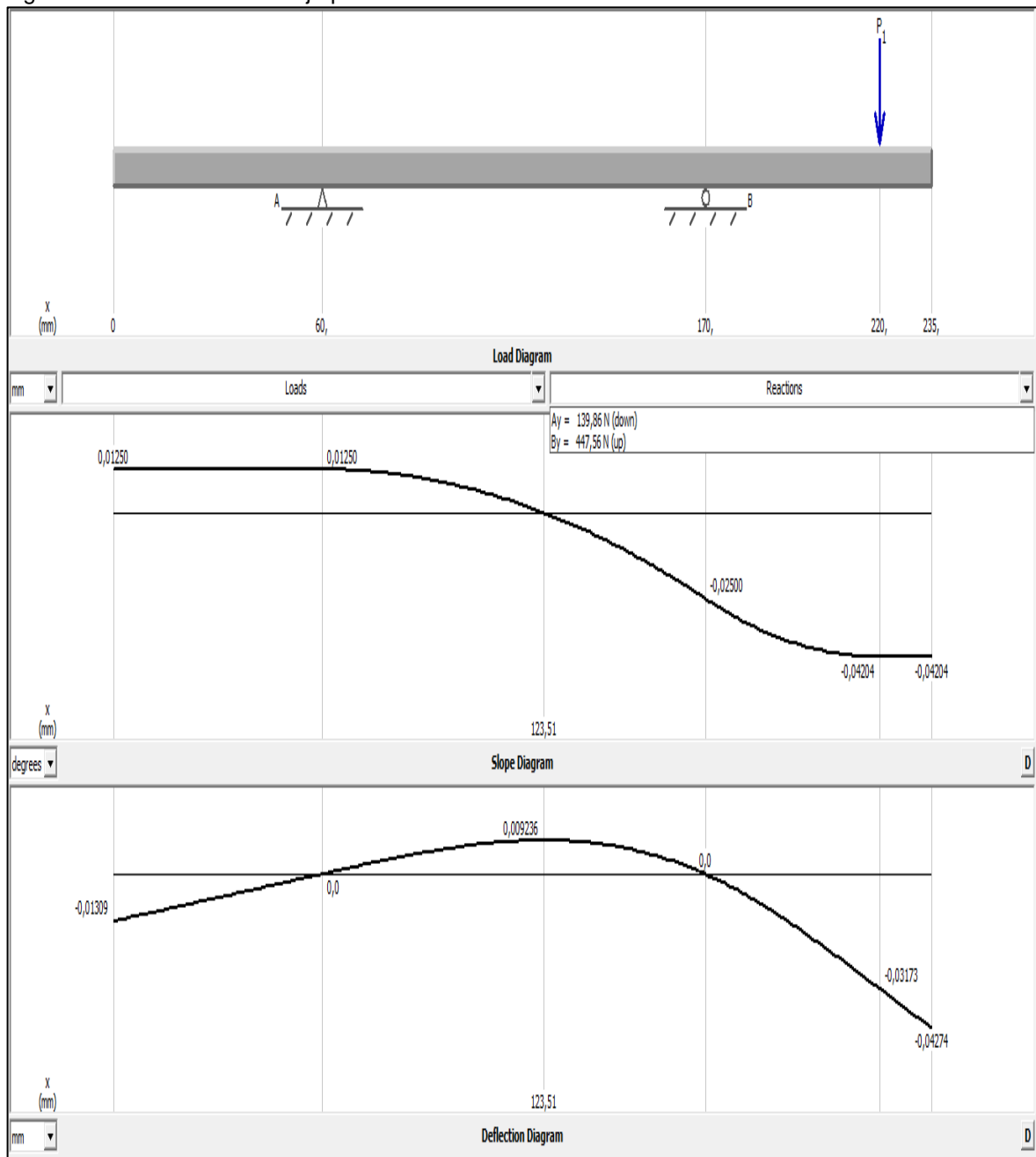
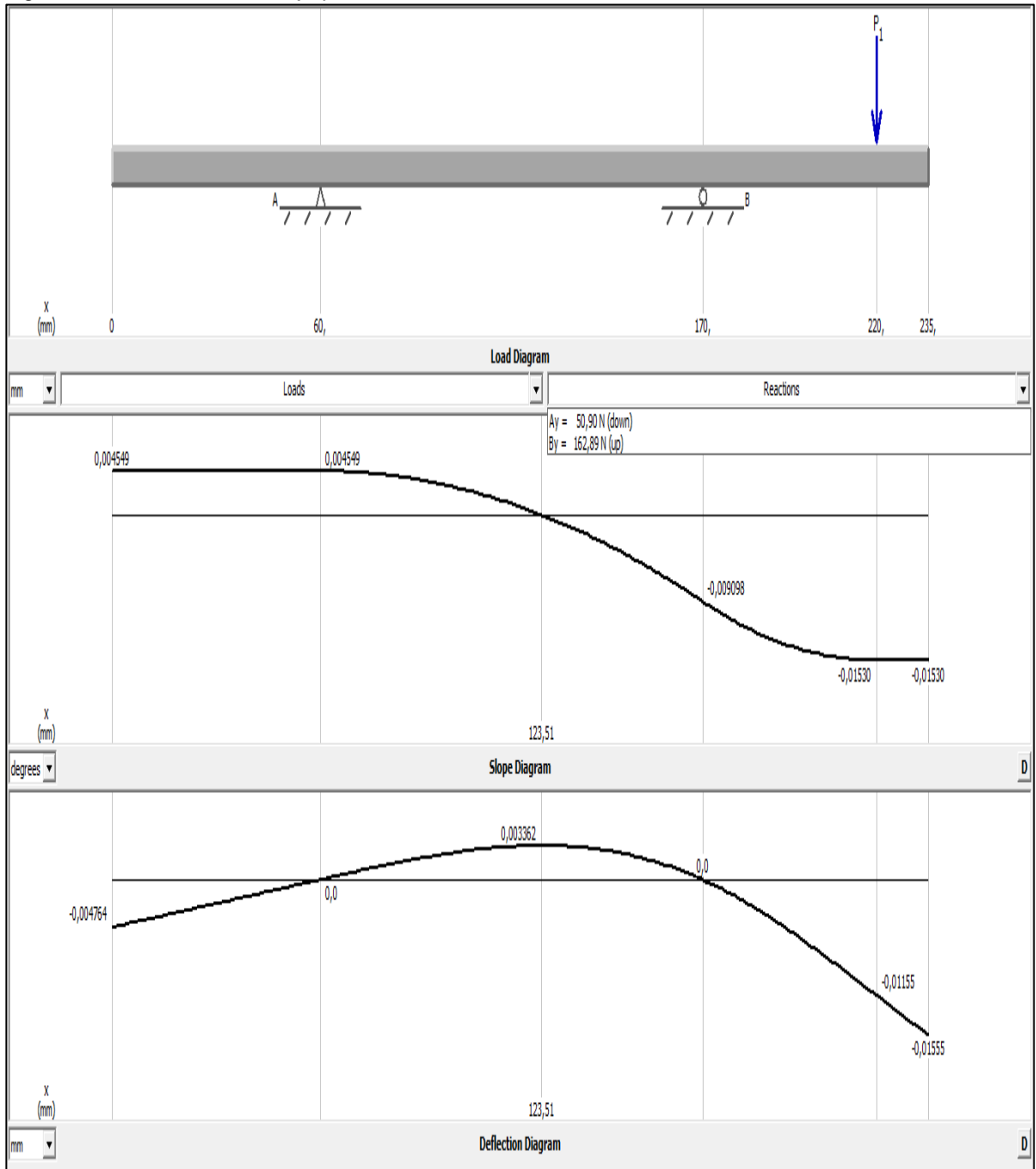


Figura 31. Deformación del eje plano XZ.



La deformación crítica se encuentra a 235 mm del motor con valor de:

$$\delta_{feje} = 0.04548[mm]$$

Análisis por flexión

La deformación máxima por norma se encuentra limitada por la longitud del eje; Faires⁵ sugiere que “la pendiente relativa de los ejes está limitada a 0.0005 [cm/cm]”.

$$L_{eje} = 23.5 [cm]$$

$$\delta_{fmax} = 0.0005 * L_{eje}$$

$$\delta_{fmax} = 0.01175 [cm]$$

De acuerdo a la norma, la deformación del eje debe ser menor a la deformación máxima determinada anteriormente:

$$\delta_{fmax} \geq \delta_{feje}$$

$$\delta_{fmax} \geq 0.004548 [cm]$$

El diámetro del eje es resistente por flexión.

Análisis por torsión

La deformación por torsión es determinada con ayuda de MD Solids (Ver Figura 32), al ingresar datos como: el diámetro del eje macizo, longitud, torque y las propiedades mecánicas del material.

⁵ FAIRES, V. Moring. Diseño de elementos de maquinas, pág. 352.

Figura 32. Deformación torsional del eje.

State of stress at a typical point in the shaft

Torque Orientation
Clockwise
Counterclockwise

Shaft twist angle exaggerated for clarity

Torsion Module - Simple Torsion

Using the torsion stress formula ($\tau = Tc/J$), compute the shaft shear stress from the torque, the polar moment of inertia, and the shaft radius.

Shear Stress $\tau = (8,310 \text{ N-m} \times 0,3750 \text{ in.}) \div 0,03106 \text{ in.}^4 = 6,122 \text{ MPa}$
 Note: Make the units consistent before performing the hand calculation.

Use the torsion twist angle formula ($\phi = TL/GJ$) to solve for the shaft twist angle.

Twist angle $\phi = (8,310 \text{ N-m} \times 235,0 \text{ mm}) \div (0,03106 \text{ in.}^4 \times 80,00 \text{ GPa}) = 0,1082 \text{ degrees}$
 Note: Make the units consistent before performing the hand calculation.

Optional Effects

0,0 Axial Force
 Tension Compression
 0,000 Pressure
 Internal External

Compute Mohr's Circle

La máxima deformación torsional es:

$$\delta_{Teje} = 0.1082 [^\circ]$$

La deformación máxima torsional por norma se encuentra limitada en 3.2° por metro de longitud del eje según lo recomienda Faires⁶.

$$L_{eje} = 0.235 [m]$$

$$\delta_{Tmax} = 3.2 * L_{eje}$$

$$\delta_{Tmax} = 0.752 [^\circ]$$

⁶ FAIRES, V. Moring. Diseño de elementos de máquinas, pág. 350.

La deformación torsional que sufre el eje no debe superar la máxima calculada.

$$\delta_{Tmax} \geq \delta_{Teje}$$

$$\delta_{Tmax} \geq 0.1082 [^\circ]$$

El diámetro del eje es resistente por torsión.

Velocidad de resonancia

Para conocer la frecuencia natural del eje es imprescindible calcular la velocidad crítica del árbol, esta debe ser menor a la velocidad de operación de manera que se evite la resonancia del eje.

$$w = \sqrt{\frac{Gravedad}{\delta_{feje}}} \left[\frac{Rad}{s} \right]$$

$$w = 464 \left[\frac{Rad}{s} \right]$$

$$n = 4430 \text{ rpm}$$

La velocidad de operación del banco de pruebas es de 1715 rpm, aproximadamente 2.5 veces menor a la velocidad crítica, asegurando que el eje no sufre resonancia.

El eje de diámetro 3/4 [in] soporta los esfuerzos por flexión, torsión, velocidad de resonancia y fatiga.

4.1.2.3 Eje de salida Además de los engranajes plásticos, el eje soporta un freno de disco (Ver figura 33) con capacidad de disminuir la velocidad del eje paulatinamente, aumentando el esfuerzo entre los dientes del engranaje conductor y el de prueba, las pastillas del caliper producen una fuerza de rozamiento en sentido contrario a las fuerzas producidas por los engranajes deteniendo el árbol.

Figura 33. Freno de disco.



El banco de pruebas permite realizar ensayos en engranajes plásticos con diámetro primitivo entre 90 a 210 mm; las fuerzas críticas soportadas por el eje son generadas por engranajes de circunferencia primitiva de 210 mm y módulo de 3 mm, estos valores son observados en la tabla 18.

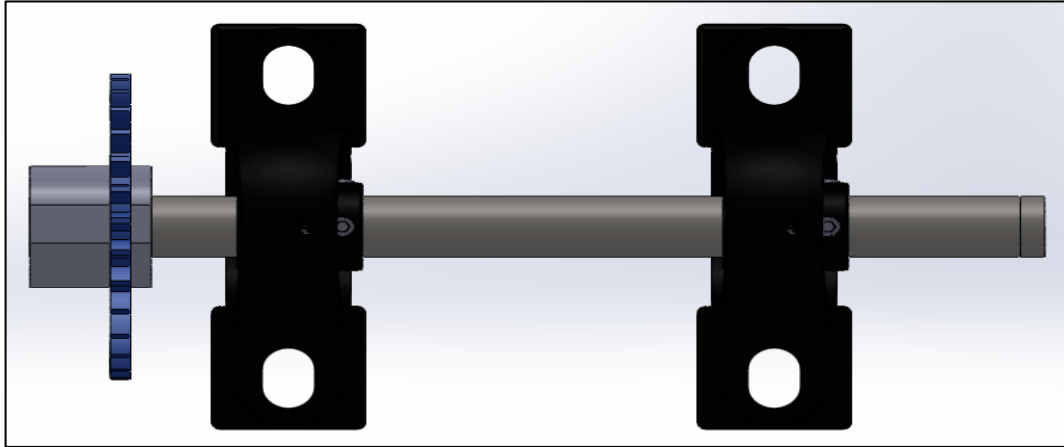
Tabla 18. Cargas críticas sobre el eje.

m [mm]	F_t [N]	F_r [N]	F_N [mm]	T [N * m]
3	307.70	111.99	327.40	32.3

Análisis Estático

Los engranajes de prueba y el freno se distribuyen en el eje cerca a los apoyos (Ver figura 34), previniendo momentos máximos que influyan en la rotura del eje.

Figura 34. Distribución de elementos mecánicos en el eje.



Las reacciones en los apoyos del eje son determinados con asistencia de los diagramas de fuerzas cortantes y momentos para los planos XY (Ver Figura 35) y XZ (Ver Figura 36), definidos con ayuda del software MD Solids, los valores obtenidos son incluidos en la tabla 19.

Figura 35. Plano XY diagrama de cortante y momento.

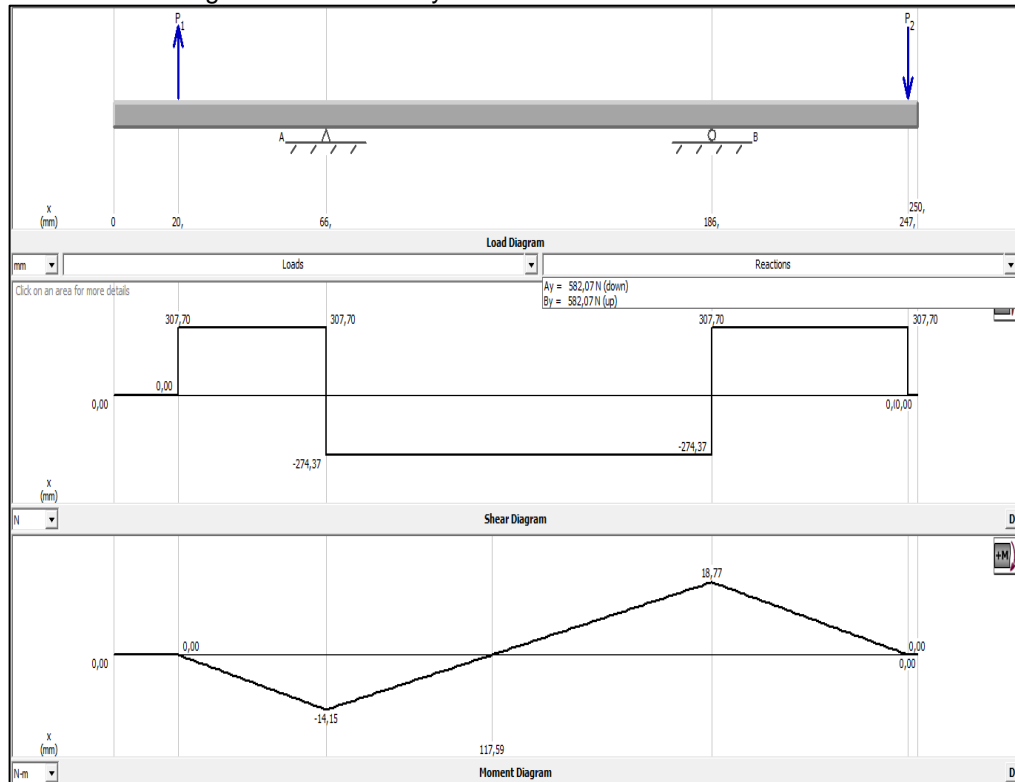


Figura 36. Plano XZ diagrama de cortante y momento.

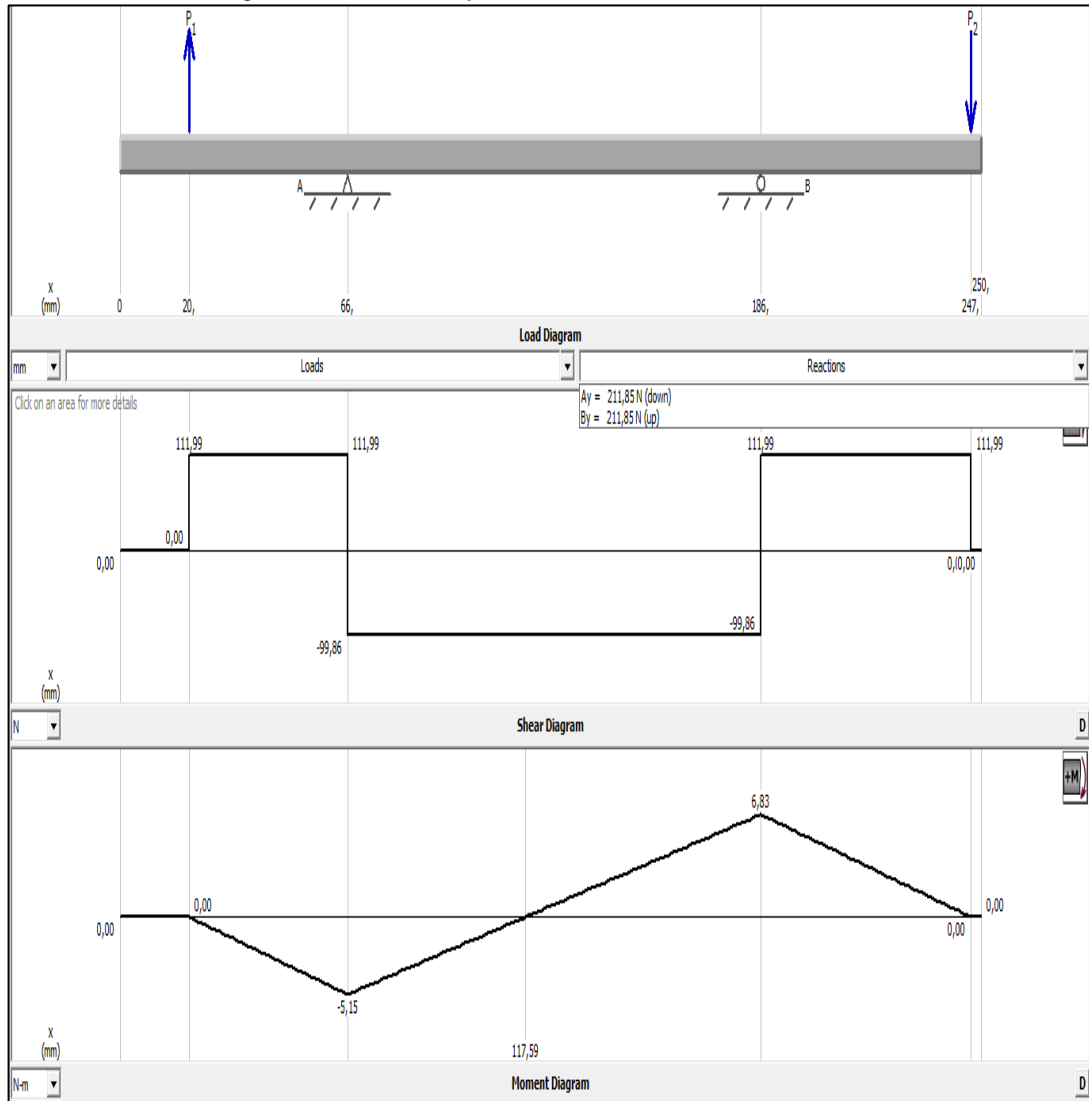


Tabla 19. Reacciones del eje de salida.

Plano XY			Plano XZ		
A_y [N]	B_y [N]	M_{xy} [N * m]	A_z [N]	B_z [N]	M_{xz} [N * m]
582.07	582.07	18.77	211.85	211.85	6.83

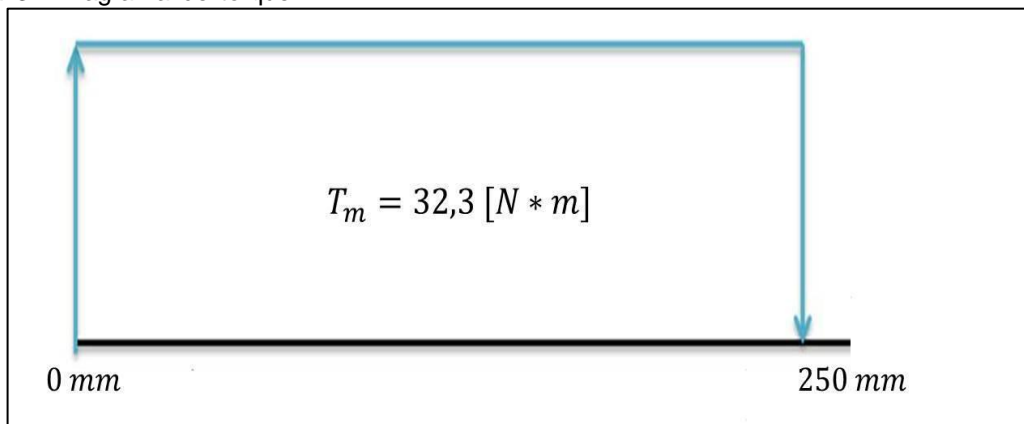
El momento resultante se encuentra ubicado en la chumacera B, siendo esta el apoyo crítico.

$$M_R = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2}$$

$$M_R = 19.97 [N * m]$$

En la figura 37 se muestra el máximo torque en el eje de salida producto del engranaje de prueba.

Figura 37. Diagrama de torque.



Calculo del diámetro

Para determinar el diámetro mínimo del eje se utiliza la ecuación de Soderberg del máximo esfuerzo cortante para un eje macizo con torque constante:

$$d = \left(\frac{32F_s}{\pi} \left(\left(\frac{M_m}{S_y} + K_f \frac{M_R}{S'_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2S_{ys}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Los factores requeridos para el cálculo del diámetro son similares al procedimiento realizado anteriormente para el cálculo del eje de entrada, en la tabla 20 se presentan los factores utilizados en esta sección.

Tabla 20. Factores Ecuación de Soderberg.

Factor	Símbolo	Valor
Factor de Seguridad	F_s	2
Ciclos de vida	$Ciclos_{vida}$	10^6
Resistencia a la cedencia	S_{ys}	206.5 MPa
Factor de carga	K_L	1
Factor de temperatura	K_T	1
Factor misceláneo	K_m	1.2
Factor de confiabilidad	K_c	0.814
Factor de tamaño	K_d	0.90
Factor acabado superficial	K_s	0.76
Límite de endurencia	S_e	327.5 MPa
Límite de fatiga	S'_e	218.81 MPa
Concentrador de esfuerzo	K_f	1.37
Momento resultante	M_R	24.42 N * m
Momento medio	M_m	12.21 N * m
Torque medio	T_m	32.3 N * m

Con los factores identificados se determina el diámetro mínimo según la teoría de falla del máximo esfuerzo cortante de Soderberg para carga combinada:

$$d = \left(\frac{32F_s}{\pi} \left(\left(\frac{M_m}{S_y} + K_f \frac{M_R}{S'_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2S_{ys}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.01593 [m] \approx 0.63 [in]$$

Comercialmente las barras de acero SAE 1045 de mayor comercio son de 1/2 y 3/4 de pulgada, por tanto se selecciona la barra de acero de diámetro mayor para el eje de entrada garantizando el factor de seguridad.

$$d_{eje} = 3/4 [mm]$$

Análisis deformación

Se comprueba que el diámetro mínimo del eje de acero SAE 1045, según la deformación diagnosticada en los planos XY (Ver Figura 38) y XZ (Ver Figura 39), los resultados son introducidos en la tabla 21.

Figura 38. Deformación del eje plano XY.

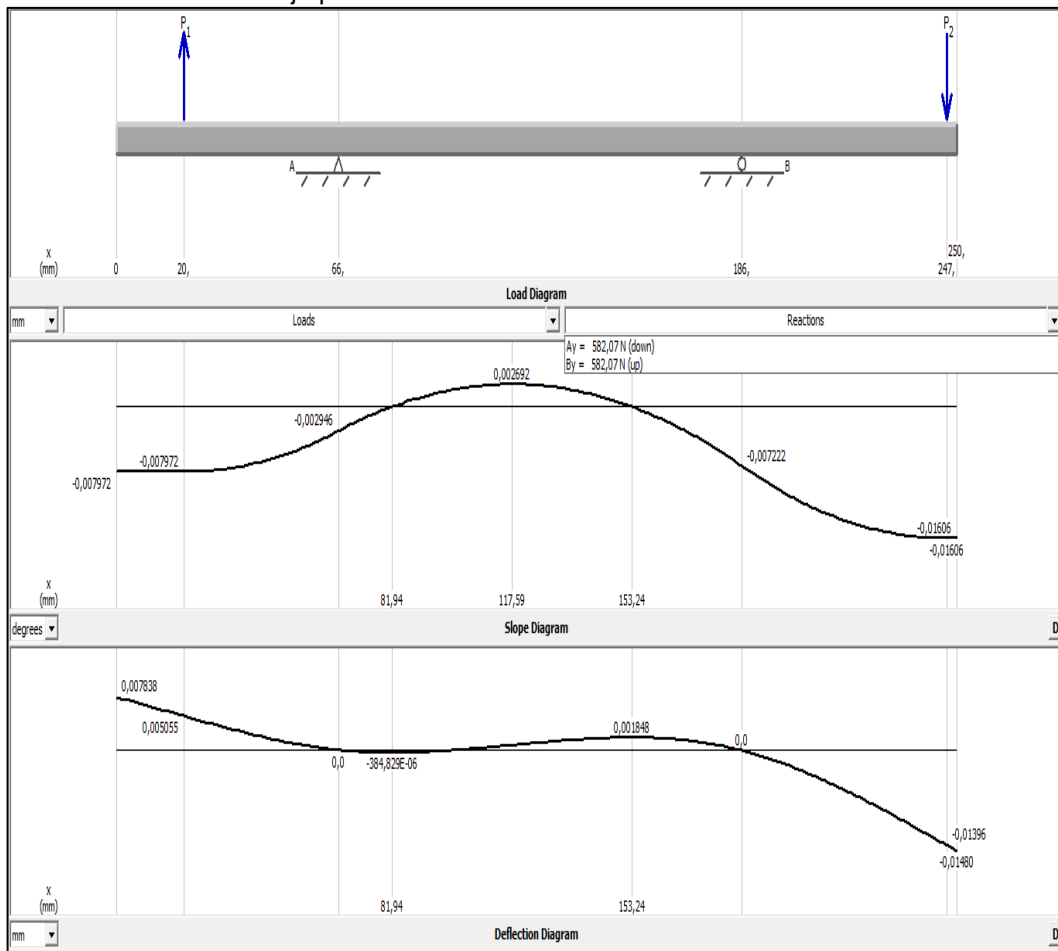


Figura 39. Deformación del eje plano XZ.

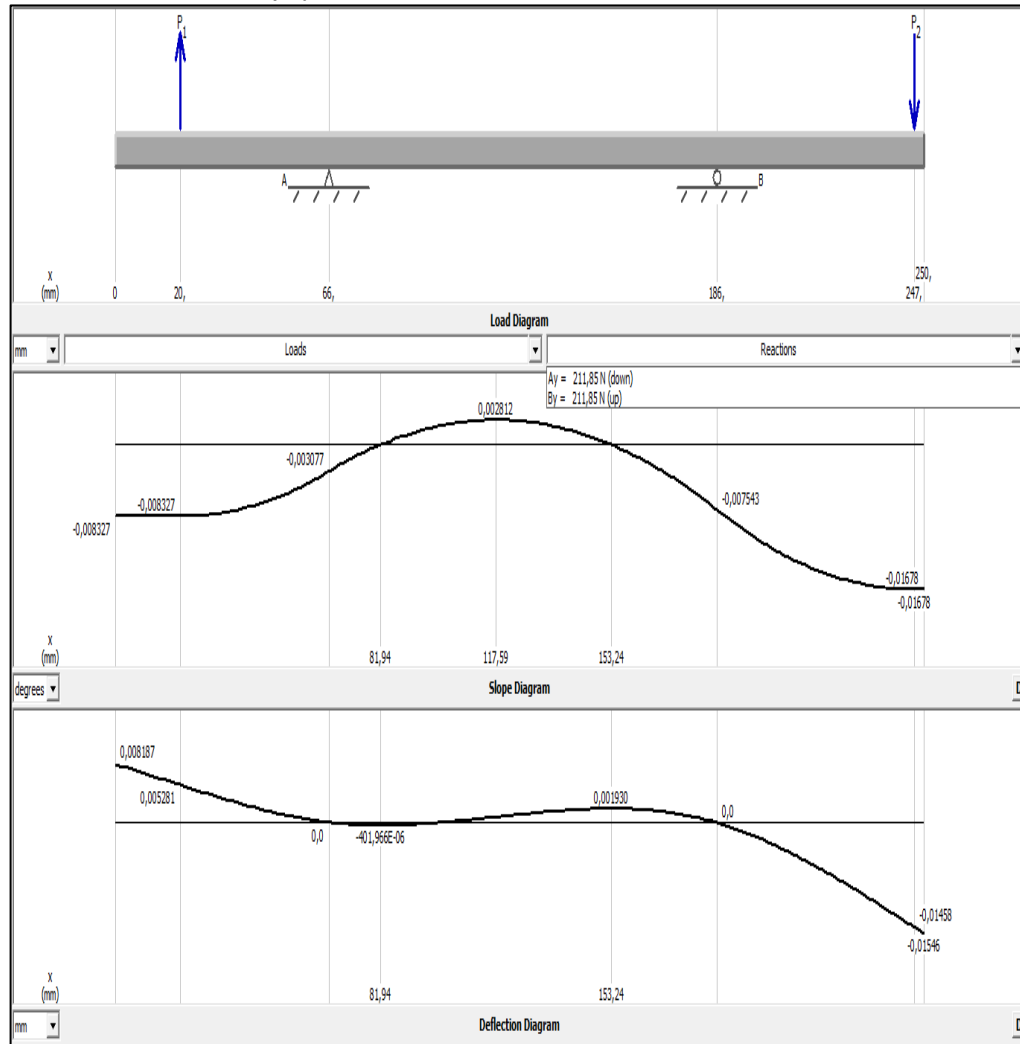


Tabla 21. Puntos críticos de deformación [mm].

X	δ_{1xy}	δ_{1xz}	δ_{1Total}	X	δ_{2xy}	δ_{2xz}	δ_{2Total}
0	0.02250	0.008187	0.02394	250	0.04249	0.01546	0.045215

La deformación crítica se encuentra a 250 mm de los engranajes de prueba con valor de:

$$\delta_{feje} = 0.045215[mm]$$

Análisis por flexión

La deformación máxima por norma se encuentra limitada por la longitud del eje; Faires⁷ refiere que “la pendiente relativa de los ejes está limitada a 0.0005 [cm/cm]”.

$$L_{eje} = 25 [cm]$$

$$\delta_{fmax} = 0.0005 * L_{eje}$$

$$\delta_{fmax} = 0.0125 [cm]$$

Para satisfacer la norma la deformación del eje debe ser menor a la deformación máxima determinada anteriormente.

$$\delta_{fmax} \geq \delta_{feje}$$

$$\delta_{fmax} \geq 0.0045215 [cm]$$

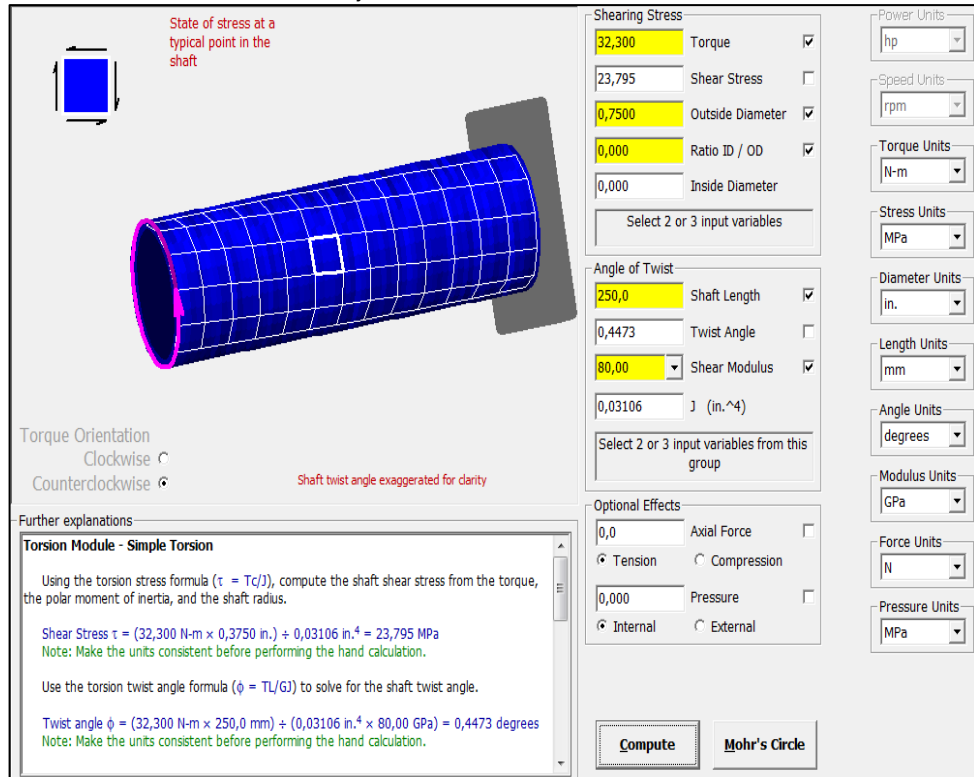
El diámetro del eje es resistente por flexión.

Análisis por torsión

La deformación por torsión es determinada con ayuda de MD Solids (Ver Figura 40), al ingresar datos como: el diámetro del eje macizo, longitud, torque y las propiedades mecánicas del material.

⁷ FAIRES, V. Moring. Diseño de elementos de máquinas, pág. 352.

Figura 40. Deformación torsional del eje.



La máxima deformación torsional es:

$$\delta_{Teje} = 0.4473[^\circ]$$

La deformación máxima torsional por norma se encuentra limitada en 3.2° por metro de longitud del eje según lo recomienda Faires⁸.

$$L_{eje} = 0.25 [m]$$

$$\delta_{Tmax} = 3.2 * L_{eje}$$

⁸ FAIRES, V. Moring. Diseño de elementos de máquinas, pág. 350.

$$\delta_{Tmax} = 0.80 [^\circ]$$

$$\delta_{Tmax} \geq \delta_{Teje}$$

$$\delta_{Tmax} \geq 0.4473 [^\circ]$$

El diámetro del eje es resistente por torsión.

Velocidad de resonancia

Para conocer la frecuencia natural del eje es imprescindible calcular la velocidad crítica del árbol, esta debe ser menor a la velocidad de operación de manera que se evite la resonancia del eje.

$$w = \sqrt{\frac{Gravedad}{\delta_{feje}}} \left[\frac{Rad}{s} \right]$$

$$w = 466 \left[\frac{Rad}{s} \right]$$

$$n = 4450 \text{ rpm}$$

La velocidad de operación del banco de pruebas es de 1715 rpm, aproximadamente 2.5 veces menor a la velocidad crítica, asegurando que el eje no sufrirá resonancia.

El eje de diámetro 3/4 [in] soporta los esfuerzos por flexión, torsión, velocidad de resonancia y fatiga.

4.1.3 Selección de rodamientos El banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos requiere el uso de rodamientos para permitir el libre movimiento de los ejes, además de soportar los engranajes y el freno de disco, para este caso se emplean rodamientos de bolas por su disposición sencilla, resistencia al funcionamiento, fácil mantenimiento y bajo momento de rozamiento.

Se emplean rodamientos de marca Schaeffler (INA y FAG), por su fácil adquisición en la ciudad de Bucaramanga. El fabricante ofrece sus catálogos on-line además de una plataforma virtual para asistir al cliente en la selección de rodamientos y demás productos ofrecidos por la empresa.

Proceso de selección de chumaceras

Para la selección de los rodamientos es indispensable conocer las reacciones en los apoyos del banco de pruebas, identificando el rodamiento crítico, es decir el que soporta más cargas; se realiza una única selección garantizando un fácil mantenimiento preventivo y/o correctivo posteriormente.

En la tabla 22 se observan las reacciones en cada uno de los apoyos y la resultante efectiva de estas, tanto del eje de entrada como el de salida.

Tabla 22. Reacciones en los rodamientos.

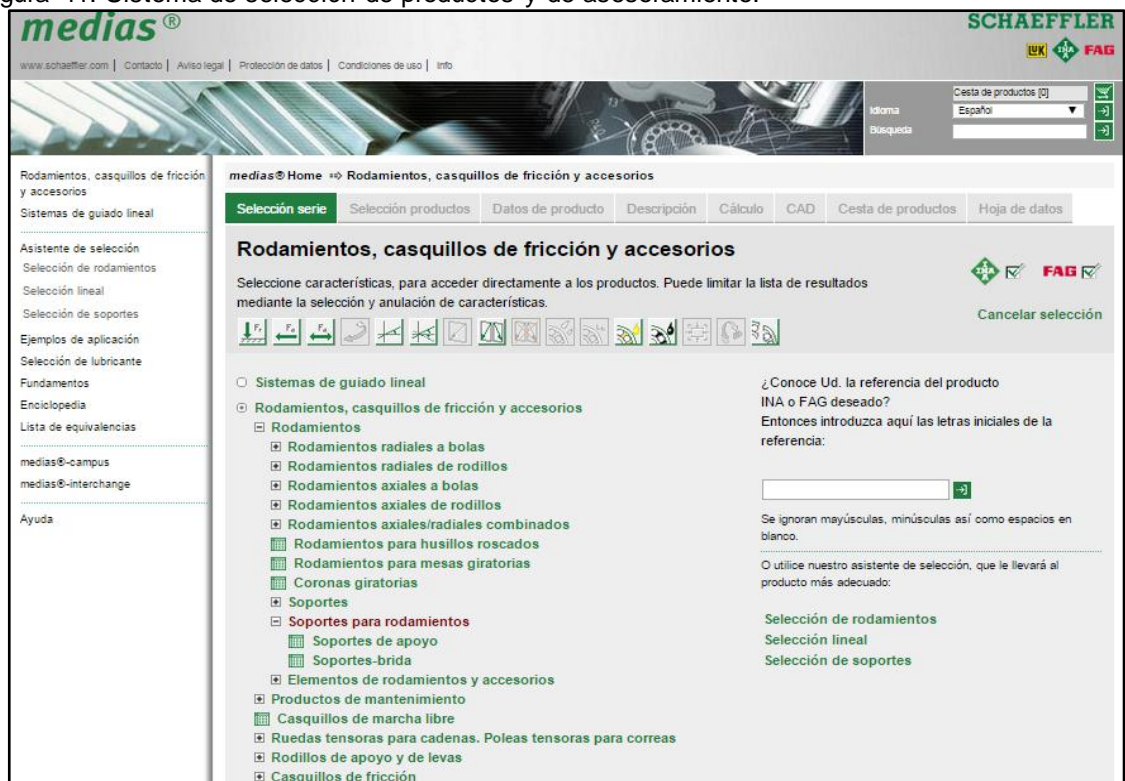
Eje	Plano XY		Plano XZ		A [N]	B [N]
	A_y [N]	B_y [N]	A_z [N]	B_z [N]		
Entrada	139.86	447.56	50.90	162.89	148.83	476.28
Salida	582.07	582.07	211.85	211.85	619.42	619.42

Las chumaceras seleccionadas deben: soportar la resultante efectiva del eje de salida y tener un diámetro interior igual al diámetro del eje. La carga de las

chumaceras del árbol de salida es similar para cada uno de los rodamientos por la distribución relativamente simétrica siendo estas los apoyos críticos.

En primera instancia se ingresa al portal web del grupo Schaeffler sección de rodamientos en la pestaña productos y servicios INA y FAG, en esta se selecciona soportes para rodamientos y posteriormente sistema de selección de productos y de asesoramiento (Ver Figura 41).

Figura 41. Sistema de selección de productos y de asesoramiento.



Fuente: SHAEFFLER. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web < www.schaeffler.es >

Posteriormente se debe ingresar a la sección de soportes, pestaña espacio constructivo, se selecciona soportes de apoyo y se ingresa el diámetro del eje, la figura 42 presenta cuatro referencias de chumaceras que cumplen los requerimientos de diámetro interno.

Figura 42. Selección de chumaceras.

medias® SCHAEFFLER
LEK INA FAG

Selección de soportes

Propiedades del sistema | Espacio constructivo | Aciertos por página: 10 50 100 | Aciertos: 4

Límites del espacio constructivo y otras dimensiones:

Diagramas de dimensiones: d , D , H , L , B , h , m , n

mm / pulgadas
 mm / pulgadas
 mm / pulgadas
 mm / pulgadas
 mm / pulgadas
 mm / pulgadas
 mm / pulgadas
 mm / pulgadas

Producto	d mm	d pulgada	D mm	H mm	L mm	B mm	h mm	m mm	n mm	C_r N	C_{0r} N	Restaurar selección predefinida
+ SNV052-F-L	19,05	0,75	52	75	185	70	40	130				
+ SNV062-F-L	19,05	0,75	62	91	185	75	50	150				
UCP204-12	19,05	0,75	47	65	127	38	33,3	95		13.600	6.600	<input type="button" value="CAD"/> <input type="button" value=""/>
UCPA204-12	19,05	0,75	47	62	78	38	30,2	52		13.600	6.600	<input type="button" value="CAD"/> <input type="button" value=""/>

Fuente: SHAEFFLER. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web < www.schaeffler.es >

Se seleccionan chumaceras de serie UCP204-12 por sus características geométricas y su capacidad de carga, esta debe ser mayor a la capacidad de carga del sistema.

El grupo Schaeffler brinda en su página web un simulador de cálculos, donde es posible introducir las condiciones de trabajo a las que es sometido el elemento y determinar si la elección es correcta o debe realizarse nuevamente.

En la figura 43 se muestran los resultados obtenidos de la simulación, con carga radial de 619.42 N, velocidad angular de 1715 rpm y temperatura ambiente de 35 °C.

Figura 43. Resultados simulación.

Frecuencias de paso Caso de carga 1:		
Frecuencias de paso, anillo exterior	BPFO	87.24151/s
Frecuencias de paso, anillo interior	BPFI	141.42521/s
Frecuencias de paso, elementos rodantes	BSF	56.92731/s
Frecuencia de paso del anillo sobre el elemento rodante	RPFB	113.85461/s
Velocidad de giro de la jaula	FTF	10.90521/s
Factores de carga y cargas equivalentes Caso de carga 1:		
Carga estática equivalente	P ₀	681.34N
Carga dinámica equivalente	P _j	1273.05N
Lubricación Caso de carga 1:		
Viscosidad de funcionamiento	ny	30.4mm ² /s
Viscosidad de referencia	ny1	18.9mm ² /s
Relación de viscosidad	kappa	1.61
Comportamiento de rodamientos UCP204-12:		
Coefficiente de seguridad estática	S _{0_min}	9.687
Duración de vida total en horas (nominal)	Lh10	11848h
Carga estática equivalente máxima	P _{0_max}	681.34N
Velocidad equivalente	n	1715.01/min
Carga dinámica equivalente	P	1273.05N
Valor orientativo inferior para el período de reengrase	t _{fR_min}	8840h
Valor orientativo superior para el período de reengrase	t _{fR_max}	13600h

Fuente: SHAEFFLER. [citado 24 Nov 2015]. Disponible página web < www.schaeffler.es>

La capacidad de carga del rodamiento es mayor a la carga del sistema, es decir el rodamiento soporta las cargas a las cuales está sometido el banco de pruebas, además el fabricante recomienda la re lubricación una vez al año.

Por lo mencionado, los apoyos utilizados en el banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos son las chumaceras de serie UCP204-12.

4.1.4 Resorte de Torsión El diseño del resorte de compresión sigue los lineamientos sugeridos por ROBERT MOTT⁹, donde inicialmente se supone un diámetro medio para estimar el esfuerzo de diseño.

⁹ MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Person, 2006. P. 763.

Para la elaboración del resorte se selecciona el acero ASTM A229 Templado en aceite y se supone un diámetro medio de 7.4 centímetros.

$$D_m = 7.4 \text{ Cm}$$

Con ayuda de la gráfica de esfuerzos flexionante (Anexo F) de diseño se determina el esfuerzo de diseño para servicio promedio.

$$\sigma = 1032 \text{ [MPa]}$$

Se conoce que el máximo torque producido por los engranajes es de 32.3 [N * m] y se supone un $K_b = 1.0$. Con estos datos se determina el diámetro del alambre.

$$D_w = \left[\frac{32 * M * K_b}{\pi * \sigma} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_w = \left[\frac{32 * 32.3 \text{ [N * m]} * 1.0}{\pi * 1032 * 10^6 \text{ [Pa]}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_w = 0.006 \text{ [m]}$$

Para este diámetro de alambre el esfuerzo de diseño para servicio promedio es:

$$\sigma = 1034 \text{ [MPa]}$$

Con los valores obtenidos, se determina la geometría del resorte.

$$DE = D_m + D_w = 7.4 \text{ Cm} + 0.6 \text{ Cm} = 8 \text{ Cm}$$

$$DI = D_m - D_w = 7.4 \text{ Cm} - 0.6 \text{ Cm} = 6.8 \text{ Cm}$$

$$C = D_m/D_w = 7.4 \text{ Cm}/0.6 \text{ Cm} = 12.3$$

$$K_b = \frac{4C^2 - C - 1}{4C * (C - 1)} = \frac{4(12.3)^2 - (12.3) - 1}{4(12.3) * ((12.3) - 1)}$$

$$K_b = 1.06$$

Se calcula el esfuerzo real

$$\sigma = \frac{32 * M * K_b}{\pi * D_w^3} = \frac{32 * 32.3 \text{ MPa} * 1.06}{\pi * (0.006 \text{ m})^3}$$

$$\sigma = 959 \text{ MPa} \quad (\text{Aceptable})$$

Posteriormente se calcula la constante del resorte.

Para una masa de 5 kg el resorte se deforma 17 grados.

$$\theta = \frac{17^\circ}{360^\circ} = 0.047 \text{ rev}$$

$$k_\theta = \frac{M}{\theta} = \frac{0.1962 \text{ [N * m]}}{0.047 \text{ rev}} = 4.17 \frac{\text{N * m}}{\text{rev}}$$

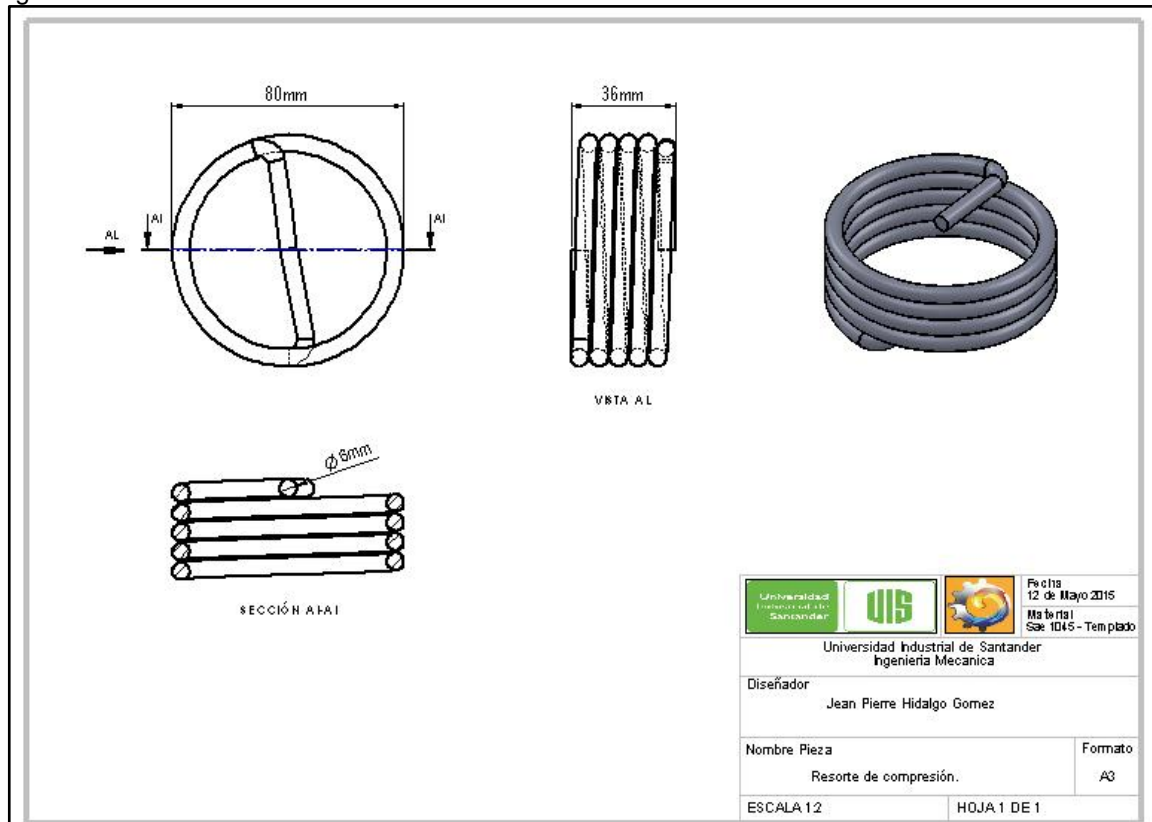
Con la constante del resorte es posible finalmente determinar el número de espiras del muelle.

$$N_a = \frac{E * D_w^4}{10.2 * D_m * k_\theta} = \frac{(29 * 10^6) * (0.006 \text{ m})^4}{10.2 * (0.08 \text{ m}) * (4.17)}$$

$$N_a = 4$$

Con los datos anteriores es posible fabricar el resorte de torsión (Ver Figura 4453) para determinar el torque por medio del desfase que sufre este al aplicar una carga con la capacidad de frenar el eje de prueba.

Figura 44. Resorte de torsión.

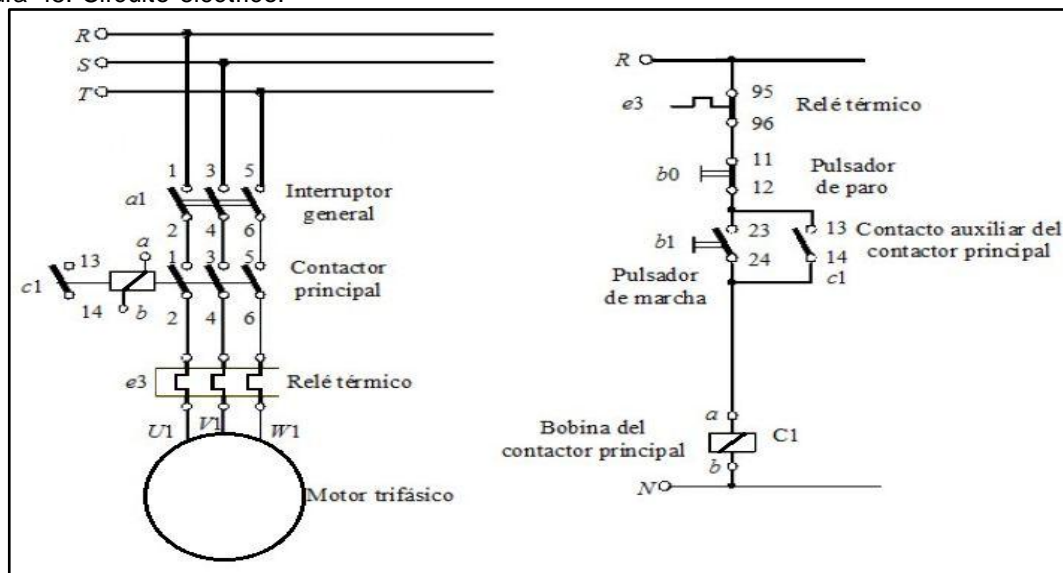


4.2 ELEMENTOS ELECTRICOS Y ELECTRONICOS

La siguiente sección describe los circuitos eléctricos y electrónicos que posee el banco de pruebas, especificando los elementos que lo componen, describiendo el funcionamiento de cada uno de estos.

4.2.1 Circuito eléctrico El circuito eléctrico se diseña primordialmente para la protección del componente eléctrico principal del banco de pruebas, es decir el motor de 2 HP de potencia y velocidad angular de 1715 rpm, el circuito se encuentra constituido por sistemas de contención térmico y eléctrico, la figura 45 muestra la conexión dispuesta para la protección del motor, permitiendo el encendido y apagado de la fuente motriz al momento de realizar la práctica.

Figura 45. Circuito eléctrico.

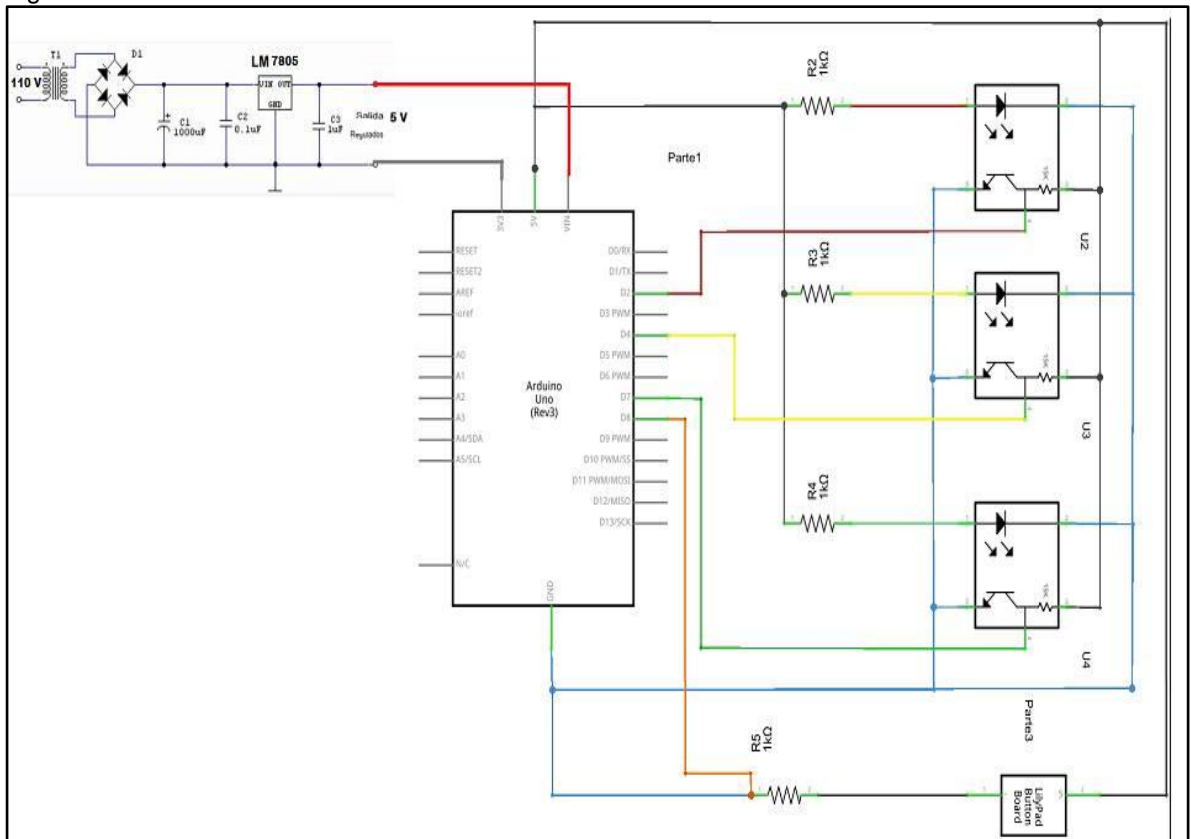


El circuito se divide primordialmente en dos partes, la primera es llama sistema de potencia eléctrica conformada por el motor trifásico y el relé térmico que al detectar cambios abruptos de temperatura, detiene el flujo de corriente hacia el motor, protegiendo a este de sobre voltajes que puedan ocasionar daños internos en este elemento, adicional a esto se incorpora un breaker o cuchilla para aumentar la seguridad del operador; el segundo sistema es el de control, este comanda el sistema de potencia, se constituye de dos pulsadores uno normalmente abierto (verde) utilizado para el encendido y otro normalmente cerrado (rojo) para detener el sistema, además se adiciona un led para indicar el flujo de corriente por el sistema.

4.2.2 Circuito electrónico Para la obtención de datos se requiere de tres sensores de ranura tipo GP1A57HRJ00F (Anexo G), este se selecciona por su tiempo de respuesta de 15us, dos de estos sensores se encargan de determinar el torque ejercido por el motor eléctrico al momento de realizar la experiencia sobre el engranaje por medio del desfase que padece el resorte ubicado en el acople flexible, el restante define la velocidad angular del engranaje de prueba, además se requiere de un LM 7805 (Anexo H) encargado de regular el voltaje a 5 V, adicionalmente se necesita un pulsador que active el conteo de los ciclos de vida al momento que el freno empieza a actuar.

En la figura 46 se detalla el circuito electrónico establecido para la adquisición de datos.

Figura 46. Circuito electrónico.



4.3 PROGRAMACIÓN

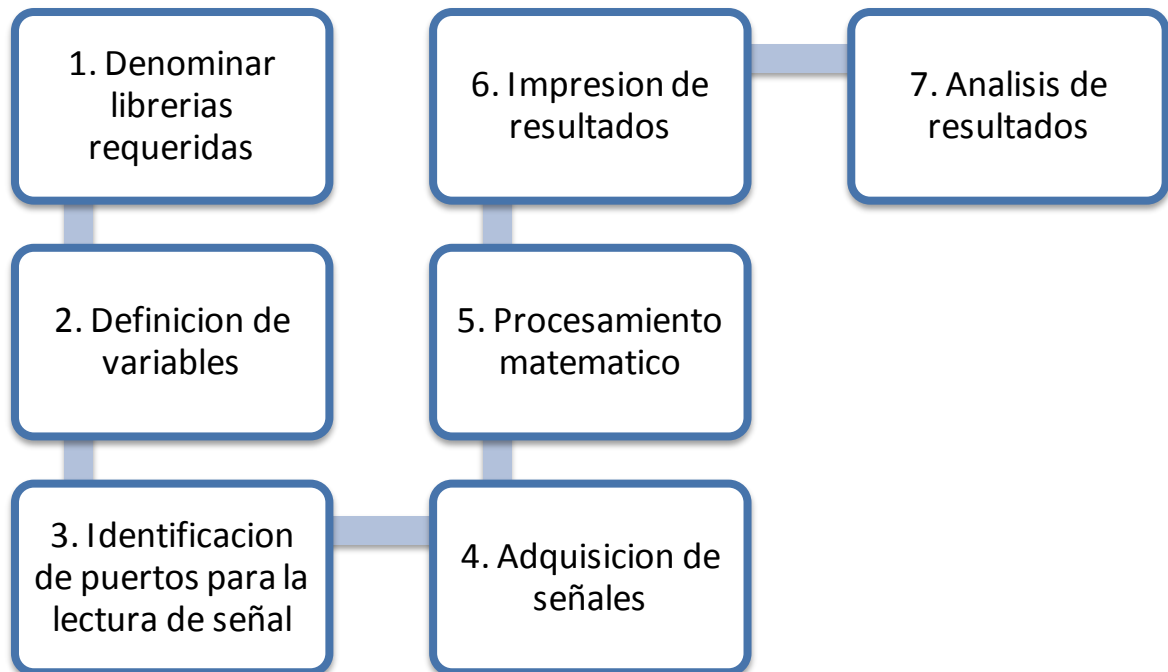
La adquisición y muestreo de datos que se lleva a cabo en el banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes polímeros se realiza mediante una tarjeta de procesamiento de datos (Arduino), la cual permite la emisión y recepción de pulsos eléctricos, que posteriormente son transformados en valores requeridos para el estudio de fallas, también se hace necesario un programa de entorno gráfico (LABVIEW) que presente de forma clara y concisa la información suministrada en la prueba, tabulando estos valores para su posterior análisis.

Estas plataformas permiten la transferencia de datos de la tarjeta Arduino al entorno LABVIEW. La programación en LabView introduce entradas del banco al software procesando información en tiempo real, obteniendo resultados de forma clara y precisa en lenguaje gráfico, con un control constante de la información. El software determina los parámetros de entrada en ejecución según se requieran, es por esto que al ser tan dependientes del hardware pueden lograr velocidades de procesamiento rápido, ya que no tienen que implementar interfaces complicadas que retardan la ejecución.

Se plantean dos formas para determinar el torque máximo aplicado a los engranajes, en primera instancia se realiza una medición de torque por medio de la velocidad angular del eje (Sección 4.3.2.), posteriormente por medio de un torqui-metro de resorte (sección 4.3.3.), determinando el desfase del mismo.

4.3.1 Adquisición de datos por medio de Arduino Se genera una programación en lenguaje C (Anexo I) para realizar un ensayo de funcionamiento e implementación del algoritmo necesario para la adquisición de datos, posteriormente este será fusionado al entorno gráfico que presenta Labview mediante lenguaje de bloques. La figura 47 presenta el proceso que se realiza para crear el algoritmo.

Figura 47. Proceso generación algoritmo.



Definición de librerías necesarias para el funcionamiento del algoritmo, permitiendo la medición del tiempo y procesos matemáticos.

```
#include <stdlib.h>  
#include <math.h>
```

Especificación de variable enteras y decimales según se requiera; se utiliza el prefijo int para variables enteras y float para valores decimales.

```
int tmot=0;  
int teje=0;  
float gui;  
float inicont;
```

Declaración de puertos de entrada y salidas según se requiera.

```
pinMode(4, INPUT);  
pinMode(2, INPUT);
```

Lectura de señales emitidas desde los sensores ópticos a la tarjeta de adquisición de datos.

```
inicont = digitalRead(4);  
fincont = digitalRead(2);
```

Procesamiento matemático de señales adquiridas, inicialmente se adquiere la señal del sensor ubicado al inicio del motor y posteriormente se realiza la diferencia de esta con respecto a la señal emitida por el sensor del eje obteniendo el tiempo de retardo, este permite determinar el desfase del resorte, asintiendo el cálculo del torque transmitido.

```
if (inicont == 0)  
  { tmot=gui; }  
if (fincont == 0)  
  { teje=gui;  
  desface1=teje-tmot;  
  desface=desface1*rpm;  
  torque=desface*4,17/1000;
```

La velocidad angular se determina procesando las señales emitidas por el sensor en un lapso de tiempo prefijado.

```
vueltas++;  
t_a =micros();
```

```
t_v = t_a - t_ant;  
rpm = 60000000 / (2*t_v);
```

El número de ciclos de vida del engranaje plástico sigue los lineamientos para el cálculo de la velocidad angular, sin embargo este valor se encuentra condicionado al accionamiento del manillar de frenado.

```
if (freno == 1)  
{vueltas3++;
```

Finalmente con las señales procesadas se procede a realizar los comandos pertinentes para la impresión de los resultados resueltos.

```
Serial.print ("desfase = ");  
Serial.println (desfase);  
Serial.print ("torque = ");  
Serial.print (torque);
```

Con el algoritmo concebido se procede a realizar la implementación de este en el ambiente gráfico Labview mediante el código creado por la National Instruments con nombre LIFA (Labview Interface for Arduino), El lenguaje de programación para este entorno gráfico es el lenguaje de bloques, por lo cual se ve la necesidad de modificar el algoritmo anteriormente descrito por el lenguaje de bloques sin afectar la esencia del mismo.

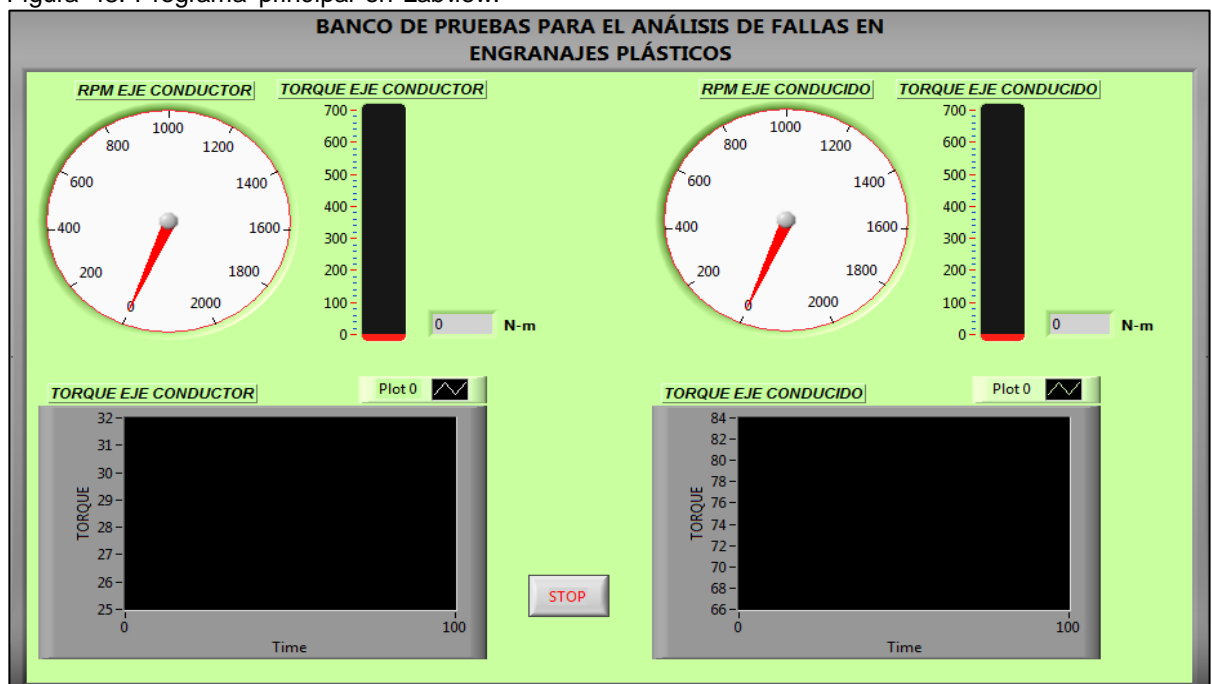
4.3.2 Medición de torque mediante velocidad angular La medición de torque mediante la velocidad angular se realiza de manera indirecta, conociendo la velocidad angular y con formulación matemática es posible derivar el valor del torque aplicado.

4.3.2.1 Programación de la aplicación El programa de medición de la velocidad angular [rpm] y el par torsional [N*m] es de varias etapas, en primera estancia el bloque calcula la velocidad angular en función de los pulsos proporcionados por el sensor GP1A57HRJ00F, mediante diversas subrutinas con diferentes propósitos en dicho calculo, también se relacionan los bloques de toma de datos para adquirir el torque de los ejes, lenguaje utilizado en el entorno grafico de Labview.

Este tipo de entorno grafico permite realizar los cálculos correspondientes de manera fácil y ágil, la tarjeta de adquisición de datos obtiene la lectura de salida del sistema de forma que LabView procese estos con mayor facilidad obteniendo un cálculo rápido en tiempo real.

El programa principal (Ver Figura 48) en su interfaz gráfica del cálculo, muestra los resultados de ejecución del programa, detallando la velocidad angular de los ejes, además del torque en forma gráfica, numérica y medida en tiempo real.

Figura 48. Programa principal en Labview.



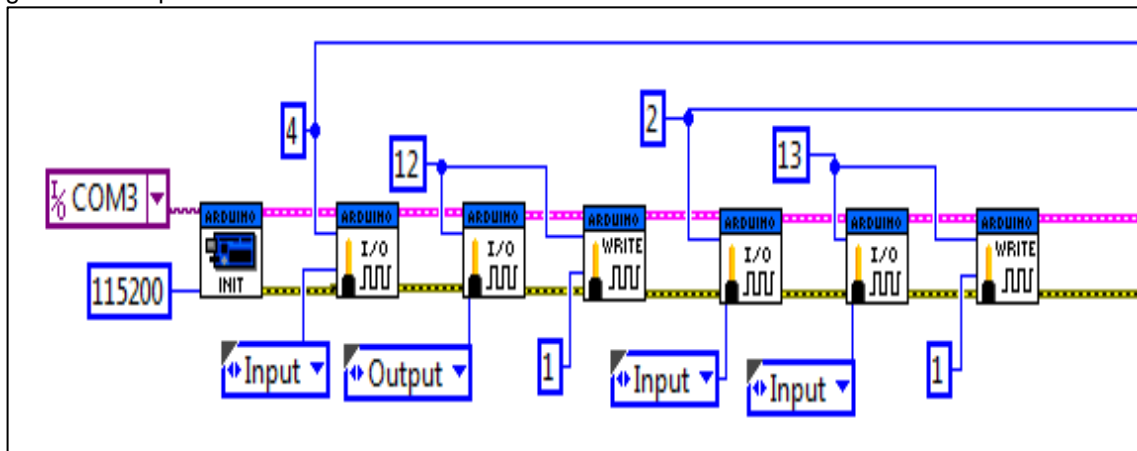
El programa principal tiene varios ítems, el primero muestra un tacómetro para el eje conductor, a su costado se observa una barra medidora de torque detallando su variación en función de la velocidad angular, esta transición es apreciable de forma numérica al costado de la barra, posteriormente en la sección inferior se observa el comportamiento del torque en tiempo real de la experiencia.

Para el eje conducido se observa los mismos ítems de medida anteriormente mencionados, la información de los dos ejes debe ser controlada debido a que el sistema de transmisión de potencia varía por diferentes parámetros, esta debe ser considerada al momento de cálculo de los engranajes.

El principio de funcionamiento del programa es similar al utilizado en la adquisición de datos para el estudio de la función de transferencia. Pero en este caso, Arduino debe leer un único valor de los canales de entrada e introducirlo a la memoria de LabView.

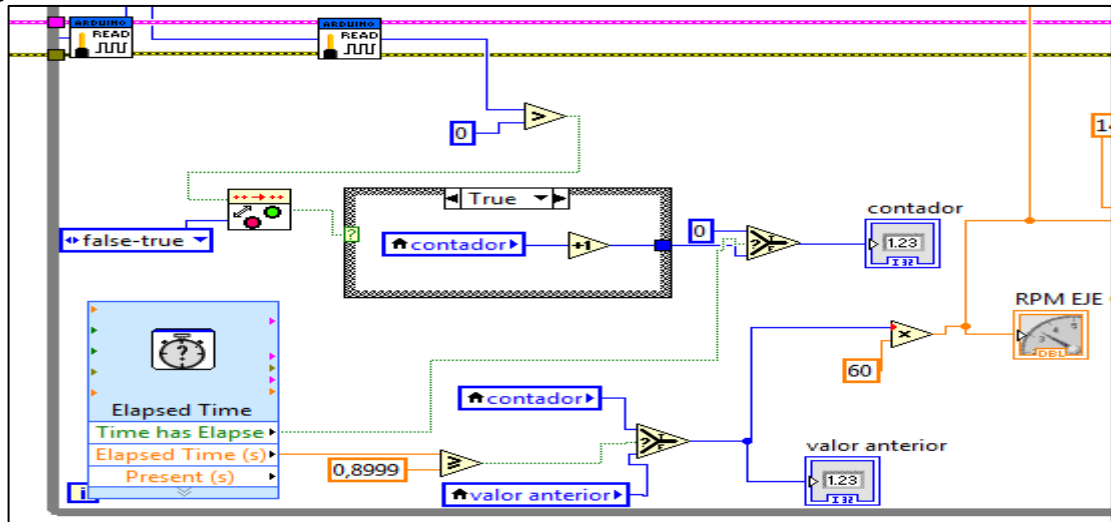
4.3.2.2 Panel frontal de control La figura 49 muestra los bloques requeridos para la lectura de datos en las entradas digitales de la tarjeta Arduino, estos son definidos en las casillas adjuntas al bloque.

Figura 49. Bloques lectura de datos.



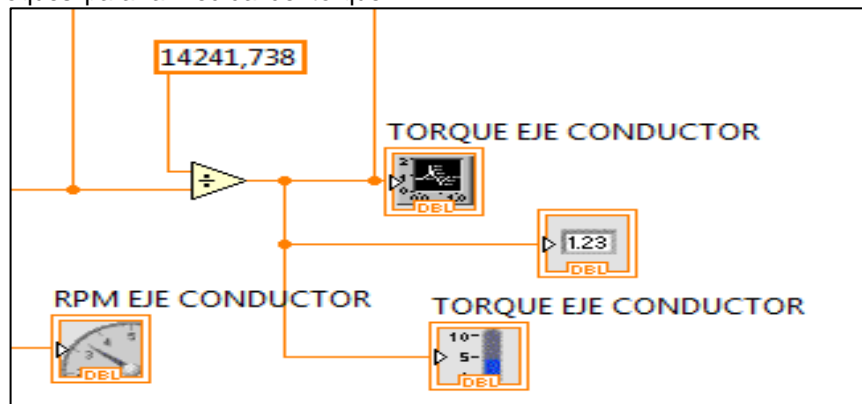
Para la adquisición de datos es necesario programar la interfaz gráfica para que la señales recibidas de Arduino sean digitales (Ver Figura 50), es decir que trabajen con valores de uno y ceros en la lectura de datos, los cuales corresponden a pulsaciones tenidas en cuenta en el cálculo de la velocidad angular.

Figura 50. Lectura de señales desde Arduino.



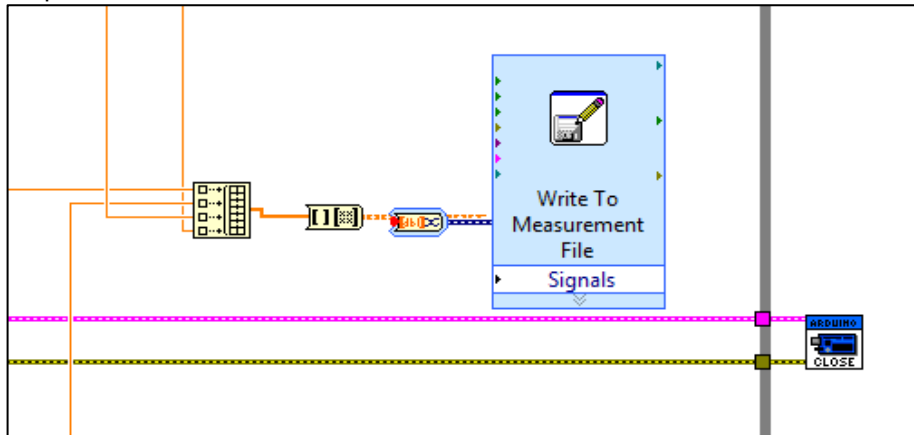
El torque puede ser calculado una vez se define la velocidad angular, manteniendo la potencia del motor eléctrico constante, esta es expresada en caballos de fuerza (HP), mientras que la velocidad angular en revoluciones por minuto. En la figura 51 se presentan los bloques donde el comportamiento del torque es observable.

Figura 51. Bloques para la medida del torque.



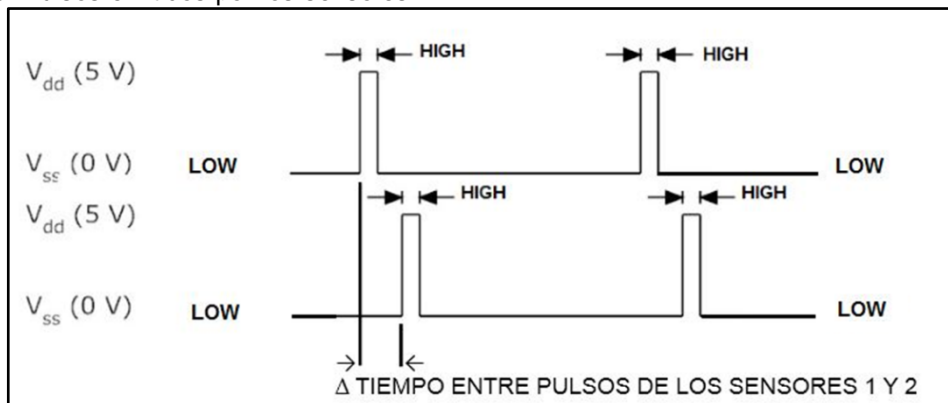
Los datos obtenidos en la experimentación se registran en la tabla (Ver Figura 52) generada por el software, facilitando la manipulación de los mismos para la resolución de los laboratorios propuestos (Anexo K).

Figura 52. Adquisición de datos en tabla Excel.



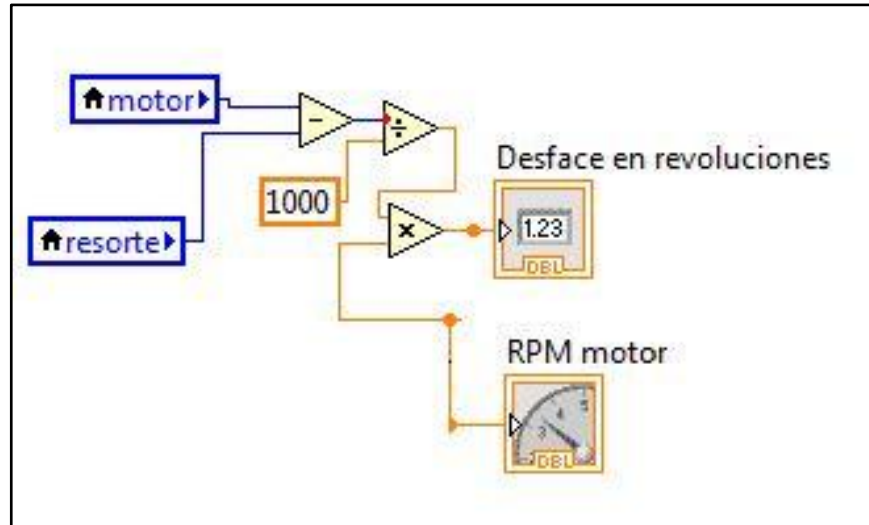
4.3.3 Medición de torque mediante desfase Esta medición se realiza con ayuda de un acople flexible (Resorte de torsión), determinando la deformación que sufre este al momento de aplicar la fuerza de frenado, esta perturbación se observa en el diferencial de tiempo en la lectura de las pulsaciones de los sensores ópticos ubicados a los extremos del acople flexible, la figura 53 presenta el diferencial de tiempo entre las pulsaciones emitidas por los sensores.

Figura 53. Pulsos emitidos por los sensores.



La figura 54 se muestra la lectura del tiempo de las pulsaciones, el diferencial de tiempo entre ellas que multiplicado por la velocidad angular, presenta el desfase en revoluciones.

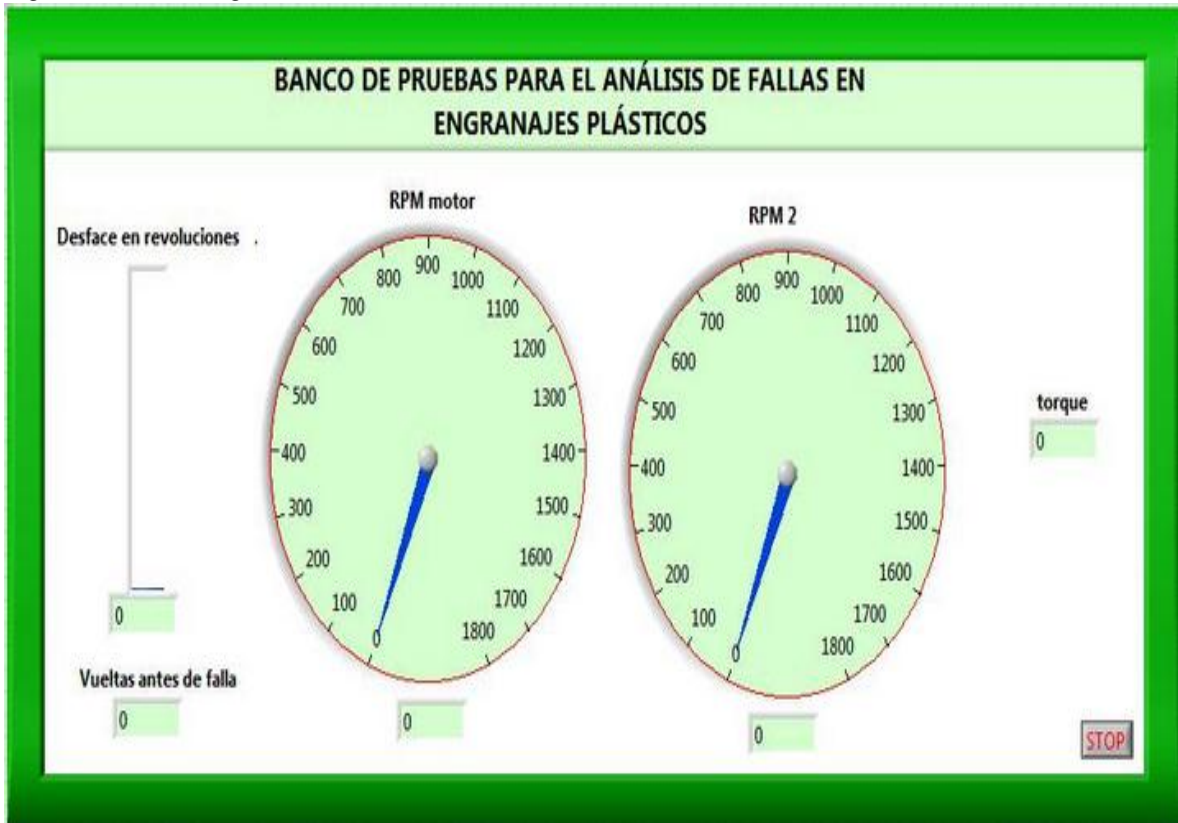
Figura 52. Medición desfase Labview



4.3.3.1 Programación de la aplicación El programa de medición del par torsional [N*m] es de varias etapas, en primera estancia se genera un código en lenguaje de programación C para el funcionamiento del Arduino, identificando las entradas al sistema, procesando cada una de estas obteniendo la deformación o desfase del resorte, el número total de ciclos y la velocidad angular, como se describe en la sección 4.3.1.

El desfase es determinado en función de los pulsos proporcionados por los sensores GP1A57HRJ00F y el retardo de un pulso respecto al siguiente, es decir convierte el lapso de tiempo entre los sensores en un valor de deformación. Se realiza la implementación del algoritmo citado en la sección 4.3.1 a Labview, obteniendo un entorno grafico claro y preciso (Ver Figura 55), donde es posible prestar atención en los parámetros que varían durante la práctica mediante tacómetros, barras y recuadros numéricos.

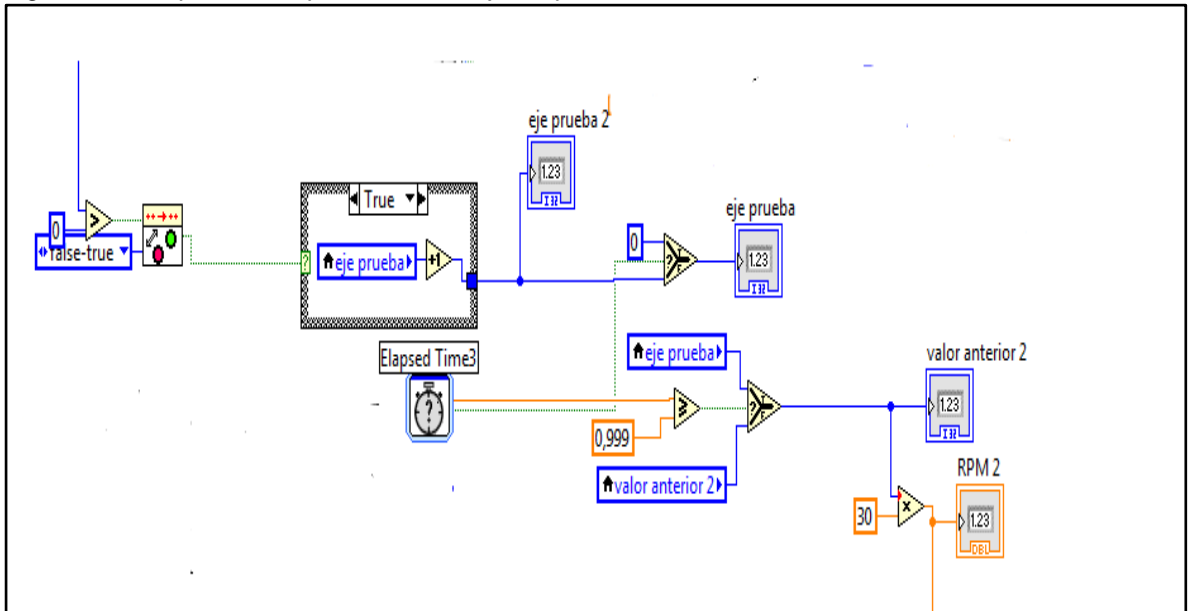
Figura 55. Interfaz grafica Labview.



La interfaz gráfica presenta dos tacómetros donde se observa la velocidad angular del motor y la velocidad angular del engranaje de prueba, también se visualiza una barra para detallar la deformación que sufre el resorte debido al torque aplicado, esta variación también es apreciable de forma numérica en la parte inferior de la barra, asimismo es posible identificar el torque y numero de ciclos de la experiencia.

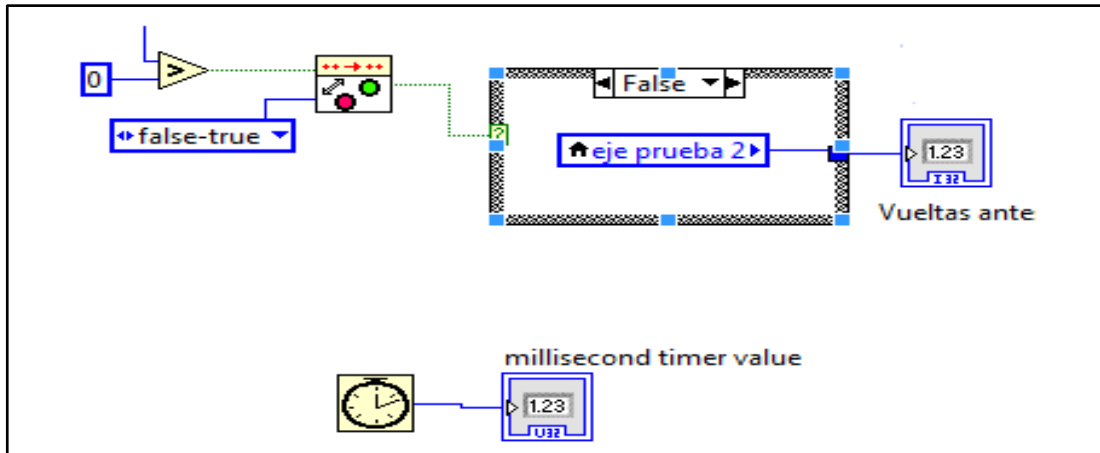
4.3.3.2 Panel frontal de Control El torque es determinado mediante el cálculo del desfase del resorte de torsión, una vez transmitida la señal del sensor 1 (Ver figura 22), el algoritmo inicia un conteo de tiempo que se detiene al momento en el cual el sensor 2 transmite una lectura, este lapso de tiempo define la deformación presente en el resorte de torsión (Ver Figura 56).

Figura 58. Bloques correspondientes al eje de prueba.



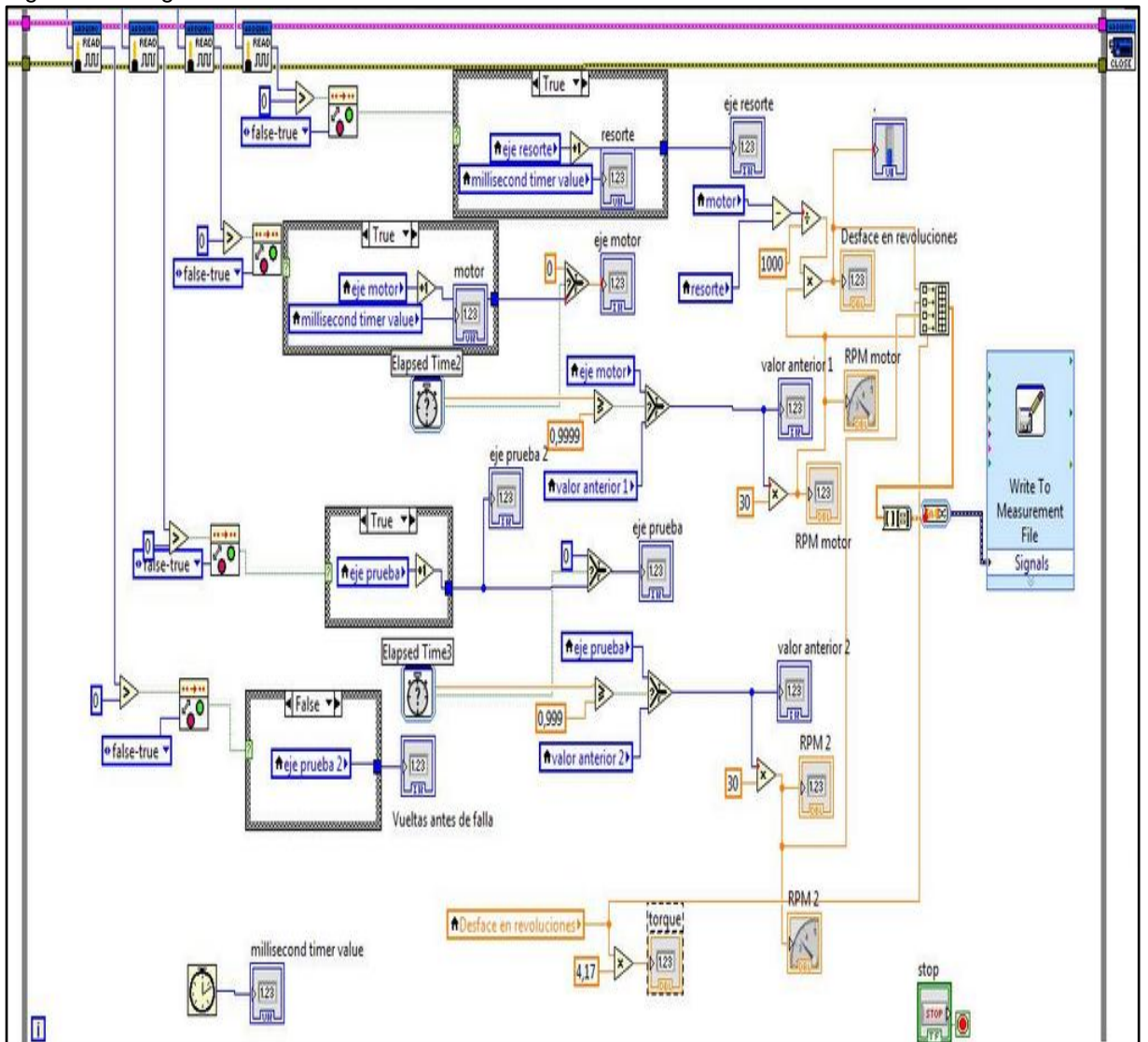
El siguiente grupo de bloques (Ver figura 59) permiten la medida de voltaje emitida por el pulsador del freno, que una vez activo permite el inicio del conteo de ciclos al comenzar la aplicación de carga en forma de torque.

Figura 59. Numero de ciclos.



Finalmente se obtiene una recopilación de todos los bloques (Ver figura 60) permitiendo determinar el torque, numero de ciclos antes de la falla y la velocidad angular del sistema.

Figura 60. Programa Total.



5. CONSTRUCCIÓN BANCO DE PRUEBAS

Con los diseños y características de cada uno de los componentes mecánicos se procede a la construcción del Banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos.

5.1 ELEMENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS

Se utiliza perfil cuadrado de acero estructura SAE 1020 calibre 16 de 1.5 pulgadas para la elaboración de la estructura, soporte de chumaceras, carro lateral y transversal; así mismo se adquiere varilla de 3/4 de pulgada para las guías de los carros; cada elemento correspondiente a la construcción del banco es adquirido en Rodamientos y Aceros Ltda., empresa distribuidora en la ciudad de Bucaramanga.

Adquirida la materia prima se procede a realizar el corte, taladrado, soldadura, pulido, refrentado y acoplamiento de cada uno de los elementos que componen el banco según lo especificado en los planos.

5.1.1 Estructura La estructura (Ver Figura 61) es la parte principal del banco, sobre esta son ubicados todos los elementos que componen el banco de pruebas; la dimensión de los cortes y unión por soldadura de los perfiles y láminas son especificados en los planos, posteriormente se anexan ruedas permitiendo el movimiento de la estructura con facilidad.

Nota: Los planos de la estructura y los engranajes de prueba se encuentran en el anexo J.

Figura 61. Estructura del banco de pruebas.



5.1.2 Soporte de chumaceras Los soportes son fabricados con el mismo perfil que se elabora la estructura del banco de pruebas, uniendo varios cortes de este hasta alcanzar la altura del eje del motor, estos soportan las chumaceras guía para el eje de entrada.

5.1.3 Carro Transversal Se llama carro transversal al elemento que permite al engranaje de prueba desplazarse transversalmente por la estructura, este es fabricado con el mismo perfil de 1.5 pulgadas de la estructura según las especificaciones de los planos, el movimiento es permitido por dos agujeros de 3/4 de pulgada de acero SAE 1020 a lo largo de la estructura (Ver Figura 62).

Figura 62. Carro transversal.



5.1.4 Carro Lateral El carro lateral permite al engranaje de prueba el movimiento lateral por la estructura, este es fabricado con perfil de 1.5 pulgadas (Ver Figura 63), posteriormente se adhieren a este dos soportes para chumaceras de la estructura según las especificaciones de los planos, el movimiento es permitido por dos agujeros de 3/4 de pulgada de acero SAE 1020 a lo largo del carro (Ver Figura 64).

Figura 63. Construcción carro lateral.



Figura 64. Carro lateral.



5.1.5 Acople Flexible Es seleccionado un acople flexible para la transmisión de movimiento por su compensación en desalmanamiento angular, paralelo y combinado. Este se entrega sin mecanizar, por tanto es necesario someter este elemento mecánico a un proceso de manufactura en el torno, generando los diámetros requeridos de 7/8 de pulgada para el motor y de 3/4 de pulgada para el eje conductor, además se requiere un chavetero y agujero roscado para la sujeción del acople con cada uno de los ejes.

5.1.6 Ejes Los ejes son de fácil adquisición ya que el diámetro de las varillas se ha normalizado a nivel mundial y solamente se debe realizar un proceso de corte según la longitud requerida en los planos. Además del corte se requiere mecanizar el eje para introducir la cuña de sujeción con el acople flexible.

5.1.7 Engranajes La fabricación de los engranajes metálicos (Ver Figura 65) y plásticos (Ver Figura 66) se lleva a cabo por remoción de material por medio de

fresa madre, esta se cambia al fabricar engranajes de diferente modulo según lo indican los planos.

Figura 65. Engranajes metálicos.

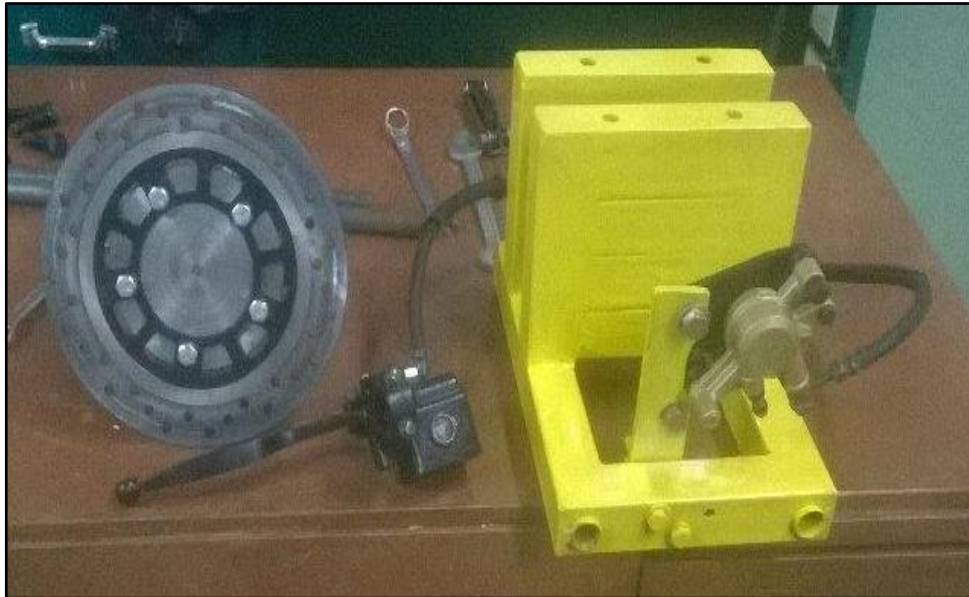


Figura 66. Engranajes plásticos.



5.1.8 Freno de disco La selección del freno es relativamente fácil, la potencia del motor y su velocidad angular son consideradas bajas y similares a las especificaciones del motor de motocicleta de medio cilindraje, por esto es seleccionado un freno de disco para disminuir la velocidad del engranaje de prueba y aumentar el torque, se acopla una platina de acero para el sostenimiento del caliper (Ver Figura 67).

Figura 67. Freno de disco.

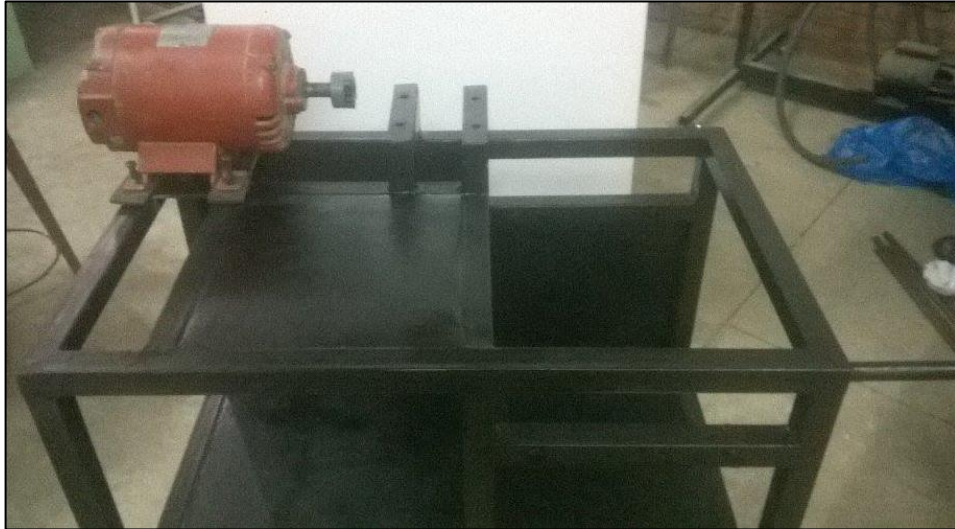


5.2 ENSAMBLE BANCO DE PRUEBAS

El ensamble se realiza por medio de tornillos de sujeción con tuerca de seguridad para evitar que los elementos mecánicos se suelten a causa de vibraciones producidas por el motor.

El primer paso para el ensamble es la instalación del motor, para mitigar las vibraciones transmitidas se colocan cauchos entre el motor y la estructura, antes de introducir los tornillos de sujeción (Ver Figura 68).

Figura 68. Instalación de motor.



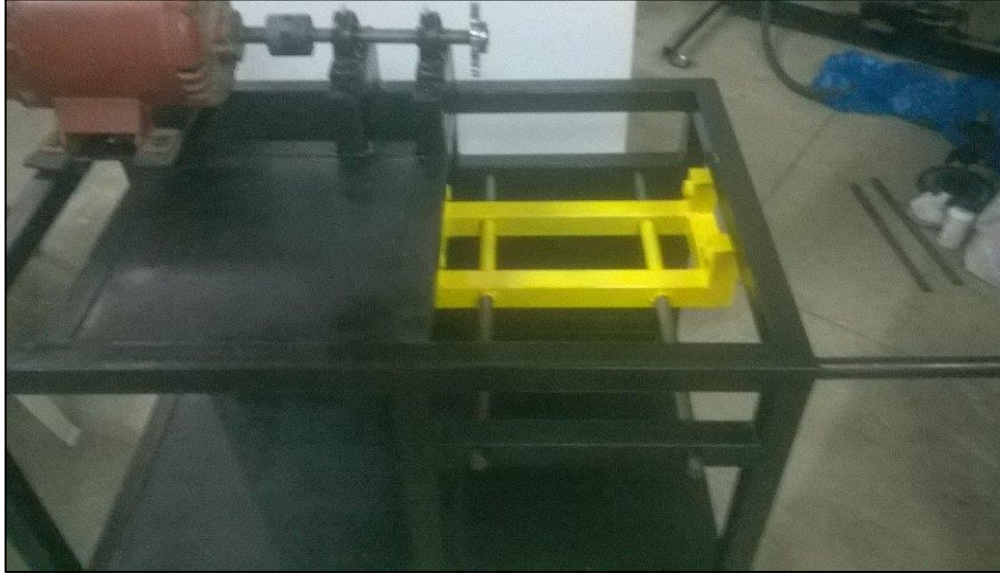
Una vez instalado el motor se une el eje de entrada por medio del acople flexible, así mismo se instalan las chumaceras de apoyo para el eje por medio de tornillos de sujeción (Ver Figura 69).

Figura 69. Instalación eje conductor.



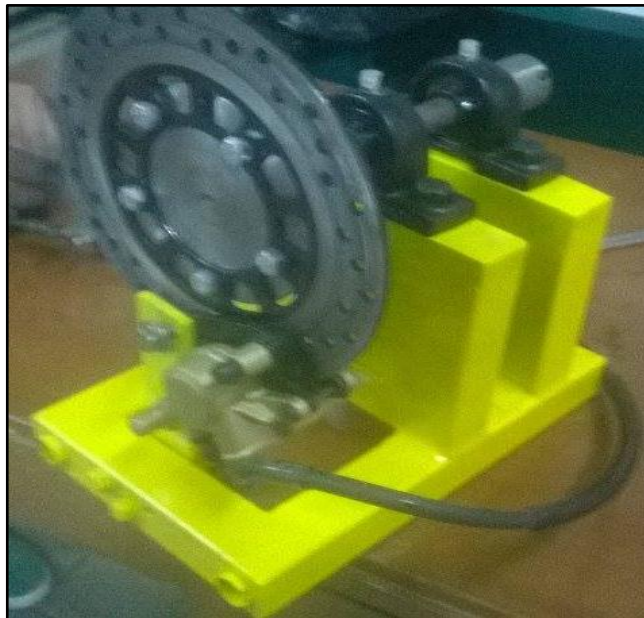
Posteriormente se introducen las guías para el carro transversal y este se monta sobre ellas (Ver Figura 70).

Figura 70. Guías y carro transversal



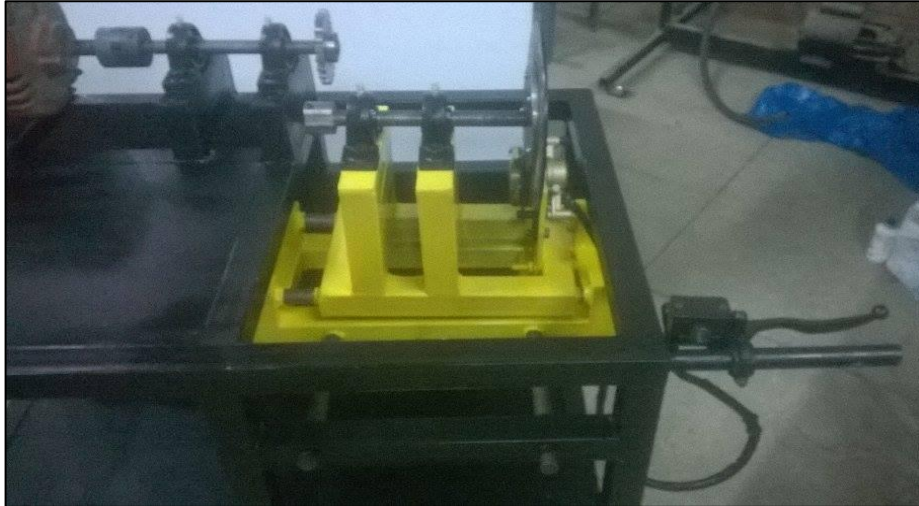
Se instala el freno en el carro lateral con anterioridad (Ver Figura 71) esto facilita la instalación del mismo en la estructura, una vez instalado el freno se debe “cebar”, es decir eliminar el aire dentro del sistema garantizando el correcto funcionamiento del mismo antes de ponerlo en marcha.

Figura 71. Freno instalado en el carro lateral.



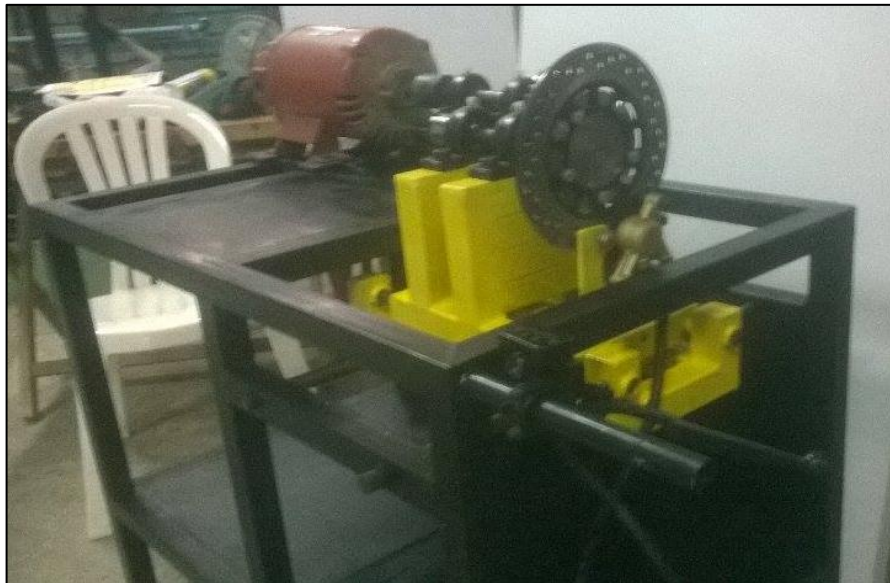
Se ingresan las guías del carro lateral en el carro transversal y se instala en el banco (Ver Figura 72), seguidamente se coloca el manillar del freno en la varilla instalada al costado del banco.

Figura 72. Instalación de carro lateral.



Finalmente se obtiene el banco de pruebas a punto (Ver Figura 73) para realizar la experiencia que refuerza los conocimientos adquiridos en el aula.

Figura 73. Banco ensamblado.



5.3 PRESUPUESTO

Los componentes que se utilizan en el desarrollo del banco de pruebas son adquiridos a nivel nacional, los procesos de manufactura del banco se ejecutan en la industria Santandereana, también se llevaron a cabo en el taller de la escuela de Ingeniería Mecánica. La tabla 23 muestra el presupuesto total del banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes pasticos.

Tabla 23. Presupuesto banco de pruebas.

PRESUPUESTO			
Cant.	Descripción.	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
ESTRUCTURA			
3	Perfil cuadrado 1.5 in.	32.100	96.300
1	Tubo de 7/8 in.	19.000	19.000
4	Varillas guías	8.100	32.400
1	Lamina de acero	35.000	35.000
4	Chumaceras UCP204-12.	30.000	120.000
6	Latas de Aerosol	7.500	45.000
1	Corte y soldadura	60.000	60.000
4	Ruedas	5.700	22.800
-	Subtotal	-	\$430.500
EJES Y ENGRANAJES			
2	Varilla de 3/4 in.	4.000	8.000
1	Barras de Acetal – Nylon – PVC	353.200	353.200
5	Trozos acero 4140	10.000	50.000
1	Corte y refrentado de material	96.000	96.000
32	Fabricación de engranajes	60.000	1.920.000
1	Camisa	40.000	40.000
1	Cuña	7.000	7.000
-	Subtotal	-	\$2.474.200

PRESUPUESTO			
Cant.	Descripción.	Valor unitario (\$)	Valor total (\$)
SISTEMA DE FRENADO			
1	Freno de disco	45.000	45.000
1	Caliper	40.000	40.000
1	Manija universal	35.000	35.000
1	Manguera	20.000	20.000
1	Líquido para frenos	10.000	10.000
-	Subtotal	-	\$150.000
CIRCUITO ELECTRICO Y SENSORES			
1	Conexión motor trifásico	17.000	17.000
1	Cuchilla y pulsadores	50.000	40.000
2	Sensores del pulso	14.000	28.000
1	Arduino	75.000	75.000
2	Protoboards	5.500	11.000
2	Hélices medición RPM	11.000	22.000
1	Caja eléctrica	32.000	32.000
-	Subtotal	-	\$225.000
GASTOS GENERALES			
1	Papelería	50.000	50.000
1	Transporte	12.000	12.000
1	Imprevistos	500.000	30.000
1	Trabajo intelectual	1.200.000	1.200.000
-	Subtotal	-	\$1.292.000
-	Total Proyecto	-	\$5.171.700

6. DESARROLLO DE LAS EXPERIENCIAS EN EL BANCO DE PRUEBAS

El desarrollo de la guía experimental del banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos sigue la siguiente metodología.

6.1 PAUTAS PARA EL DESARROLLO DE LA GUIA

El estudiante debe seguir las siguientes pautas en el desarrollo de las experiencias propuestas para la materia Diseño de Maquinas II, esto garantiza la correcta asimilación entre los conocimientos teóricos y los prácticos.

6.1.1 Objetivos Los objetivos de la práctica deben ser numerados explicando los conocimientos que se quieren reforzar, como también las metas a realizar al concluir la práctica.

6.1.2 Materiales y equipos Se enumeran los elementos y equipos necesarios para realizar cada una de las prácticas.

6.1.3 Marco teórico Se realiza un resumen claro y conciso de los conocimientos necesarios para realizar exitosamente la práctica, esta teoría es consultada en la biblioteca central de la UIS, el centro de estudios de Ingeniería Mecánica y libros de diseño de elementos mecánicos.

6.1.4 Características del banco de pruebas Son definidos los parámetros que y restricciones que tiene el banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos.

6.1.5 Procedimiento Se enumera y especifica de manera detallada cada uno de los pasos requeridos para la realización de las prácticas.

6.1.6 Diseño teórico Se realiza un diseño preliminar de los engranajes según cada una de las pruebas y se pronostica el comportamiento de las gráficas según el parámetro a variar.

6.1.7 Conclusiones Se concluye sobre el desarrollo de las prácticas, los resultados obtenidos y el análisis de los mismos.

6.1.8 Bibliografía Se citan los documentos que han sido utilizados para profundizar los conocimientos adquiridos en el aula de clase y al realizar la práctica.

6.2 DESARROLLO GUÍA 1 ANALISIS DE FALLAS EN ENGRANAJES PLASTICOS AL VARIAR DIFERENTES PARAMETROS DE DISEÑO

Con esta práctica los estudiantes analizarán las fallas que sufren los engranajes plásticos al variar uno de los tres parámetros de diseño citados a continuación: Material, módulo o ancho de cara, confrontando cada una de las gráficas obtenidas teórica y experimentalmente, además de la capacidad de carga de uno.

6.2.1 Objetivos

- Relacionar los conocimientos adquiridos en la cátedra en el desarrollo de engranajes plásticos, con los prácticos.
- Comparar el comportamiento de cada engranaje según el parámetro a variar (Material, módulo, ancho de cara).
- Confrontar la capacidad de carga del diente calculado teóricamente con los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en el banco.

6.2.2 Materiales y equipos

- Banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos.
- Barras de Acetal, Nylon, PVC u otro material polímero de menor resistencia.

- Destornillador de pala.
- Llaves Bristol.
- Computador portátil.
- Lápiz y papel.

6.2.3 Marco Teórico Para el marco teórico se recuerda los conceptos de diseño y construcción de engranajes cilíndricos rectos, además de principios de resistencia de elementos mecánicos.

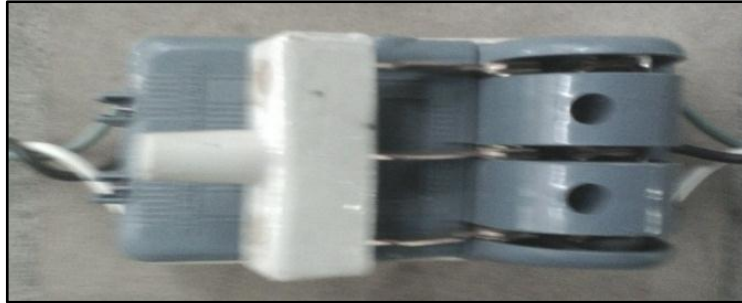
6.2.4 Características del banco El banco de pruebas se encuentra diseñado para realizar pruebas a engranajes polímeros con resistencia última menor a 6000 psi, anchos de cara entre 5 a 30 mm, diámetro primitivo de 90 a 210 mm y módulo de 2 a 5 mm normalizados. Además los engranajes conductores se encuentran definidos según la tabla 3.

6.2.5 Procedimiento

1. Seleccionar el parámetro que se variara en el diseño de los engranajes plásticos. (Material, Modulo, Ancho de cara).
2. Definir la geometría de por lo menos 3 tipos de engranajes plásticos y se registran los daros
3. Calcular las fuerzas y el torque a las que se encuentra sometido el engranaje a 1715 rpm y registran los datos.
4. Determinar el ancho de cara teórico promedio requerido para un factor de seguridad menor o igual a la unidad, registrando los datos.
5. Fabricar los engranajes diseñados.

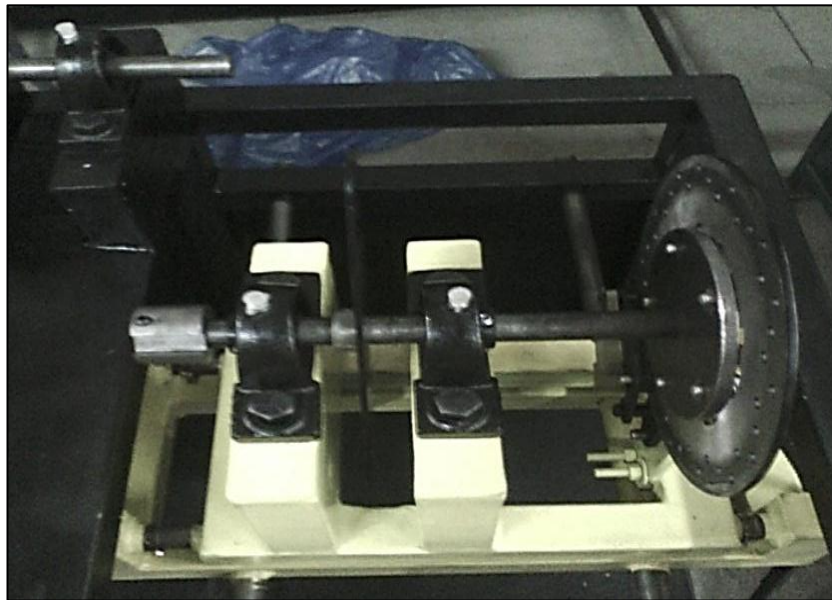
6. Verificar que el banco de pruebas se encuentre conectado a la red eléctrica pero con la tijera de seguridad hacia abajo.

Figura 74. Tijera de seguridad.



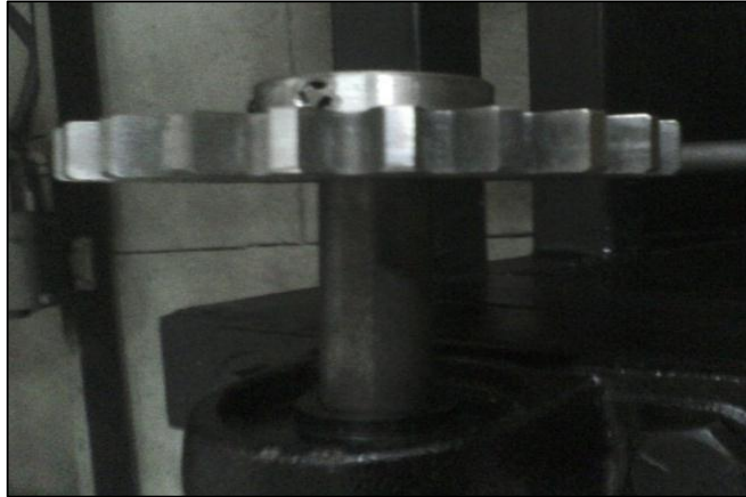
7. Desplazar los carros lateral y transversal del banco de prueba para la instalación de los engranajes.

Figura 75. Movimientos de carros.



8. Instalar el engranaje conductor correspondiente a cada engranaje de prueba.

Figura 76. Instalación de engranaje conductor.



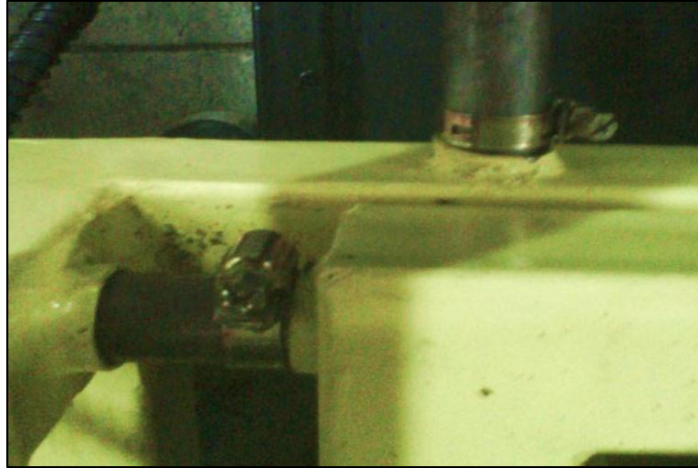
9. Instalar el engranaje de prueba en el eje de salida por medio de la cuña.

Figura 77. Instalación de engranaje de prueba.



10. Mover los carros hasta que los engranajes conductor y conducido acoplen de forma correcta.
11. Instalar las abrazaderas asegurando que el carro no tenga ningún movimiento al momento de realizar las pruebas.

Figura 78. Abrazaderas de frenado.



12. Habilitar el paso de corriente por la tijera de seguridad.
13. Encender el banco de pruebas desde el tablero de control.
14. Frenar paulatinamente el sistema mientras se observa las posibles fallas que sufren los engranajes.
15. Soltar el freno al presentarse la rotura del diente.
16. Apagar el banco de pruebas.
17. Extraer los datos suministrados por LabView.
18. Repetir los pasos 7 al 18 hasta terminar la experiencia.
19. Graficar y analizar los resultados obtenidos.

La guía con su debido formato, para el análisis de fallas en engranajes plásticos al variar parámetros fabricación se encuentra ubicada en el Anexo K y la plantilla para el desarrollo de los estudiantes en el Anexo L.

6.2.6 Resultados obtenidos Finalizada la experiencia en el banco de pruebas se obtienen diferentes fallas en los engranajes plásticos, la figura 79 presenta la rotura del diente den un engranaje fabricado con PVC, la figura 80 presenta el desgaste que sufren los engranajes de prueba al someterse a grandes esfuerzos de carga.

Figura 79. Rotura de diente engranaje PVC.

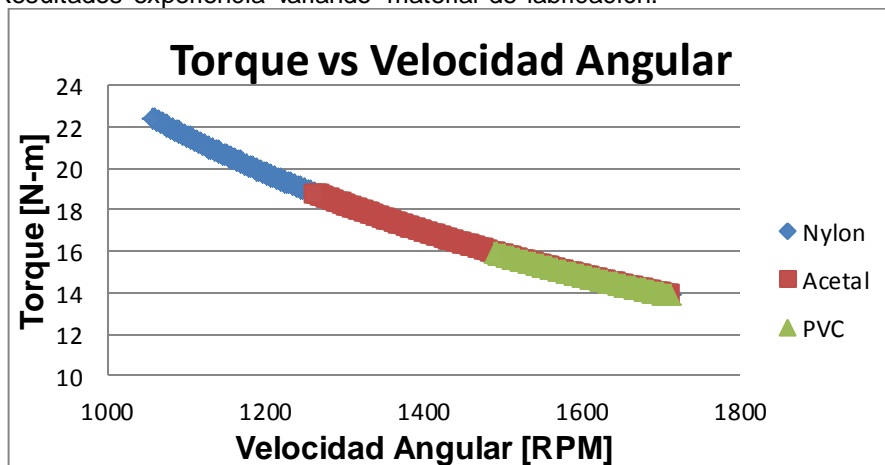


Figura 80. Desgaste del engranaje.



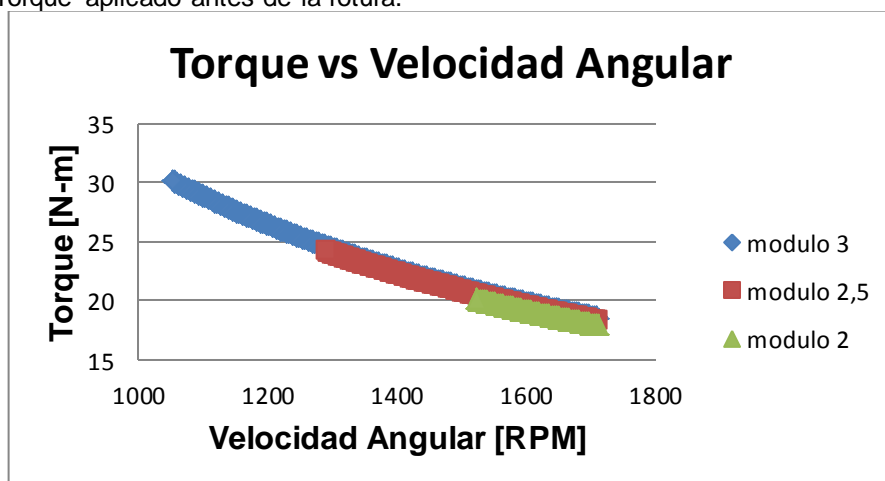
La primera experiencia se realiza variando el material (Acetal, PVC y Nylon) de fabricación de los engranajes sin alterar ningún otro factor, obteniendo el elemento más frágil, la figura 81 presenta la gráfica del torque máximo aplicado a cada uno de los materiales, obteniendo como resultado que el engranaje fabricado con policloruro de vinilo es el más frágil.

Figura 81. Resultados experiencia variando material de fabricación.



La segunda experiencia se realiza con engranajes fabricados de acetal, alterando el módulo de fabricación, la figura 82 presenta los resultados obtenidos en esta práctica, requiriendo mayor torque los engranajes de modulo superior, ya que estos permiten la distribución de carga con mayor conveniencia.

Figura 82. Torque aplicado antes de la rotura.



Estos resultados son confrontados con lo obtenidos teóricamente obteniendo un torque experimental con valores aproximados del 30% mayor a los teórico, es decir que los dientes del engranaje no fallan al aplicar el torque teórico (Ver Tabla 24).

Tabla 24. Confrontación de torques teóricos y experimentales.

Modulo [mm]	Torque Teórico [N*m]	Torque Experimental [N*m]
2	17.8	20
2.5	18.1	24
3	18.5	30

Esta variación a que la materia prima con la que es fabricado el engranaje tiene esfuerzo admisible mayor al otorgado por el distribuidor, sin embargo este se encuentra en el rango suministrado por el fabricante.

7. CONCLUSIONES

Se otorga al laboratorio de Diseño de Maquinas un banco de pruebas para el análisis de fallas para engranajes cilíndricos rectos fabricados con polímeros, capaz de reproducir tres escenarios de prueba: Variación del material, del módulo o del espesor del diente, convirtiéndose en una herramienta para la formación y refuerzo de los conocimientos adquiridos en la catedra para estudiantes de ingeniería mecánica.

El Banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos, presenta las siguientes ventajas:

- Es una herramienta didáctica que permite analizar las fallas que se presentan en los engranajes fabricados con polímeros.
- Presenta gran flexibilidad en el diseño de los engranajes de prueba, con diámetro primitivo, modulo y ancho de cara en el rango de 90 a 210 mm, de 2 a 5 mm y 5 a 30 mm respectivamente.
- Despliega gran facilidad en la instalación de los engranajes de prueba, además de una sencillez en el mantenimiento y operación del banco.

Se desarrolló e implemento una plataforma grafica en LabView para visualizar los parámetros en un lapso de tiempo, lo que permitió el monitoreo constante de la información.

Se diseña e implementa una práctica de laboratorio que permite confrontar la capacidad del diente teórico, con el determinado experimentalmente, al variar parámetros de diseño como: el material de fabricación, el modulo y el espesor del diente.

Con el desarrollo de la práctica el estudiante de ingeniería mecánica asimilara el diseño teórico con los prácticos, adquiriendo nuevos conocimientos y motivando la investigación en este campo de estudio.

La calidad de los engranajes utilizados en las pruebas está directamente relacionada con el proceso de manufactura como también de la variación de la materia prima.

Se implementaron normas técnicas AGMA (American Gear Manufactures Association), las cuales reglamentan el diseño y fabricación de engranajes metálicos.

8. RECOMENDACIONES

Debido a los altos costos en la fabricación de engranajes por remoción de material se sugiere la fabricación de moldes para la elaboración de engranajes plásticos por inyección de material, siguiendo los lineamientos especificados por la norma AGMA 909 – A06.

Los engranajes de prueba pueden ser fabricados con diferentes materiales polímeros sin presentar problemas en la operación del banco, sin embargo el esfuerzo admisible del nuevo material no debe superar los 5000 psi.

Este proyecto puede ser tomado como punto de inicio en investigación e implementación de nuevos materiales para engranajes en la industria fabricados con polímeros.

Si se desea una toma de datos con mayor precisión se sugiere la automatización del frenado.

Se deben seguir normas de seguridad necesarias al momento de realizar la práctica, salvaguardando la integridad física de los estudiantes.

Debido a la facilidad de instalación de los engranajes conductores se pueden realizar experiencias en el banco de pruebas para módulos menores a los especificados.

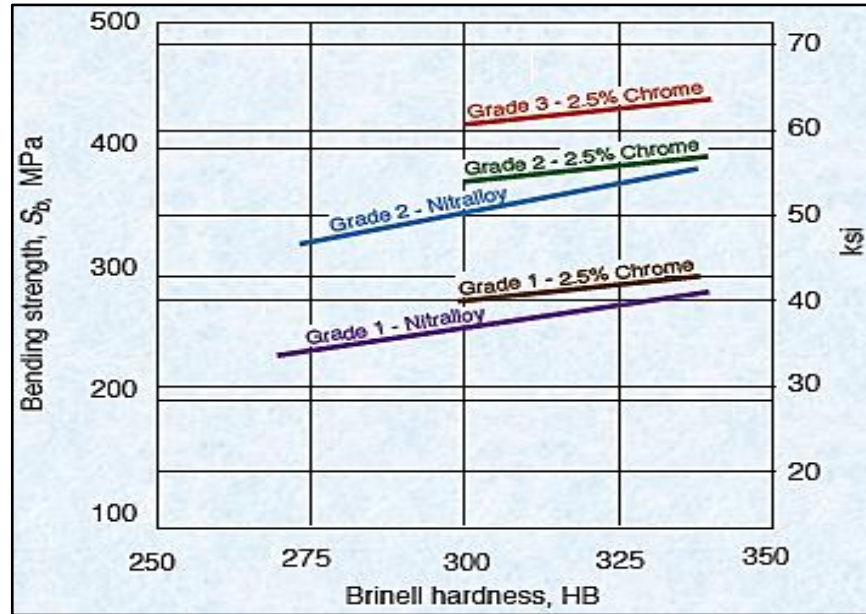
BIBLIOGRAFIA

- FAIRES, V.M. Diseño de elementos de máquinas. Barcelona: Montaner y Simon, S.A, p.350 – 352.
- HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo y SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. México: McGraw Hill, 2000. P. 423 – 826.
- HERRERA DELGADO, Anderson y JAIMES SANCHEZ, Iván. Banco de pruebas de vibraciones mecánicas para estudio de fallas de diente roto, excentricidad y desalineación en engranajes rectos. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingeniería Físico – Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2014 197 p.
- MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Person, 2006. P. 441.
- PARADA, Alfredo. Fatiga Fisura Progresiva. Bucaramanga: ALPACOR, 1992. 73 p.

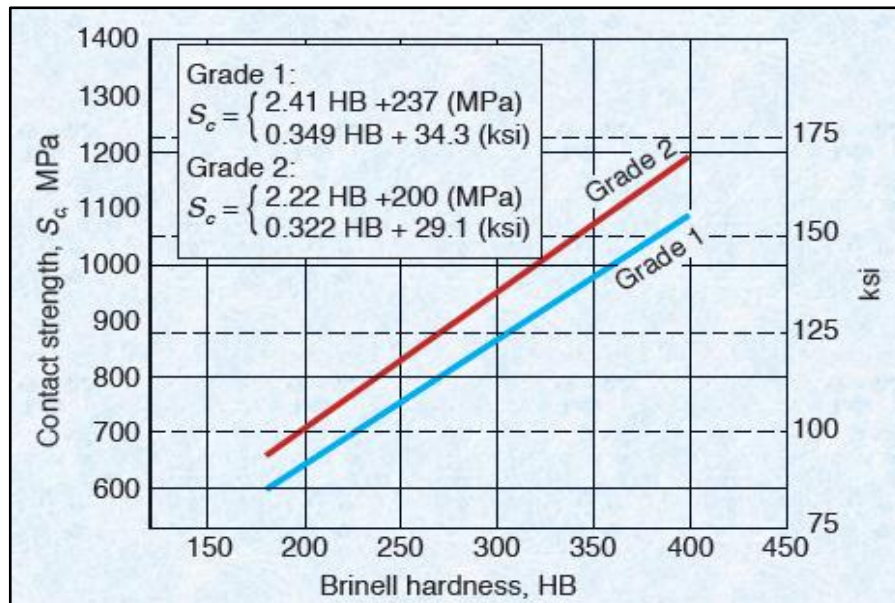
ANEXOS

Anexo A. Curvas Experimentales Acero SAE 4140

$\delta_f =$ Resistencia a la flexion del material [MPa].

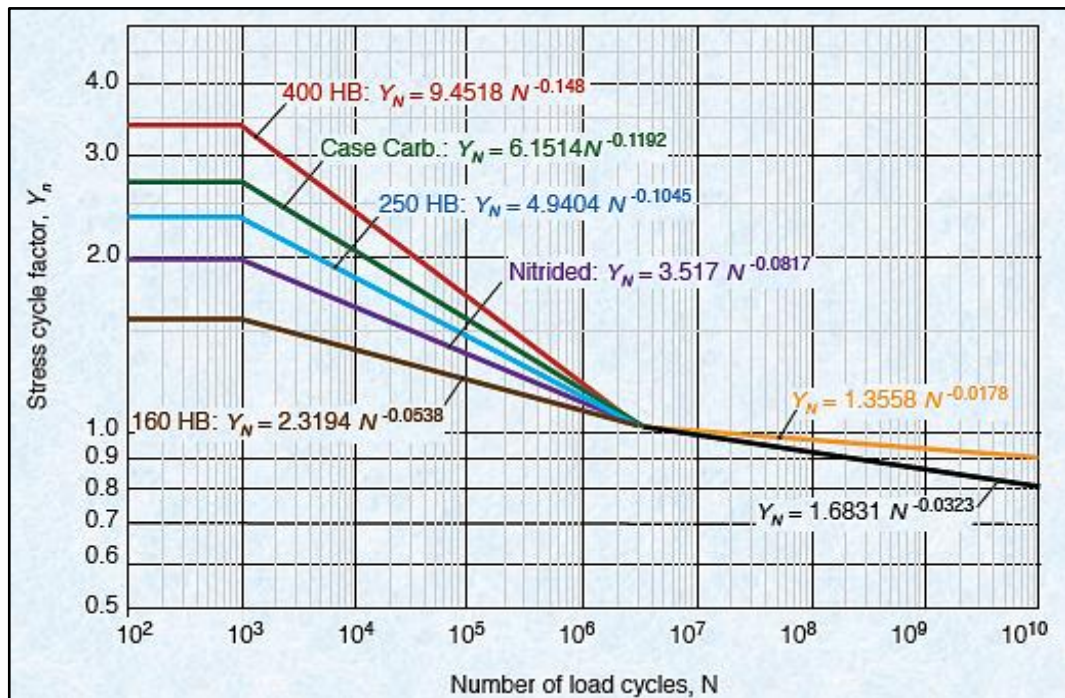


$\delta_c =$ Resistencia a la compresion del material [MPa].



Anexo B. Factores de Diseño para Engranajes

$Y_N =$ Factor de ciclos de vida.



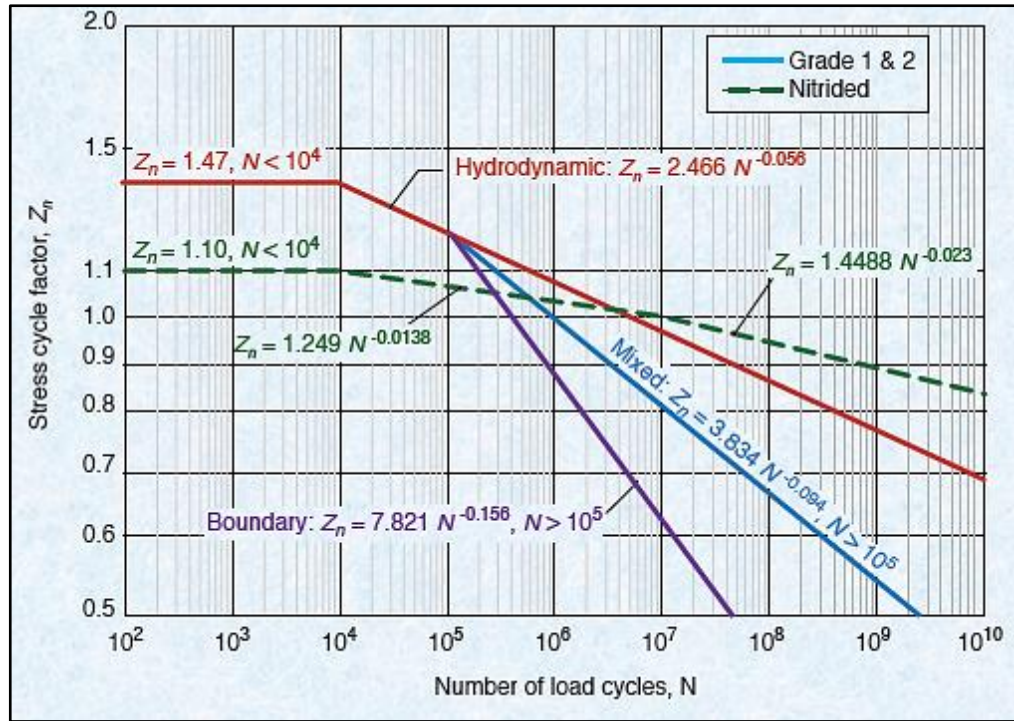
$K_R =$ Factor de confiabilidad.

Probability of survival, percent	Reliability factor ^a K_r
50	0.70 ^b
90	0.85 ^b
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

^a Based on surface pitting. If tooth breakage is considered a greater hazard, a larger value may be required.

^b At this value, plastic flow may occur rather than pitting.

Z_N = Factor de ciclos de fatiga.



K_a = Factor aplicación de carga.

Power source	Driven Machines			
	Uniform	Light shock	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Light shock	1.20	1.40	1.75	2.25
Moderate shock	1.30	1.70	2.00	2.75

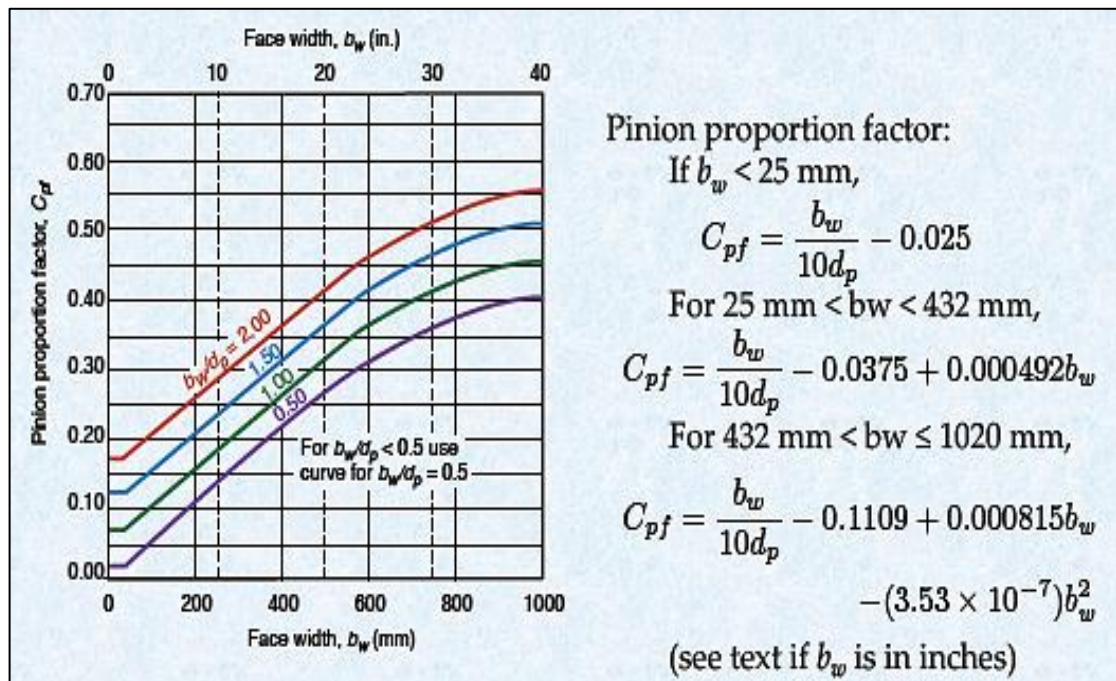
K_s = Factor de tamaño.

Diametral pitch, p_d , in. ⁻¹	Module, m , mm	Size factor, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
3	12	1.25
1.25	20	1.40

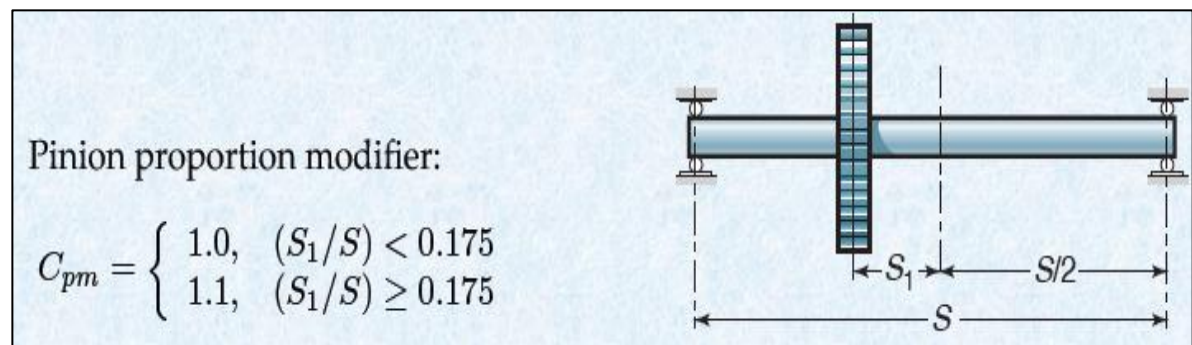
C_{mc} = Factor de corrección de manejo.

$$C_{mc} = \begin{cases} 1.0 & \text{for uncrowned teeth} \\ 0.8 & \text{for crowned teeth} \end{cases}$$

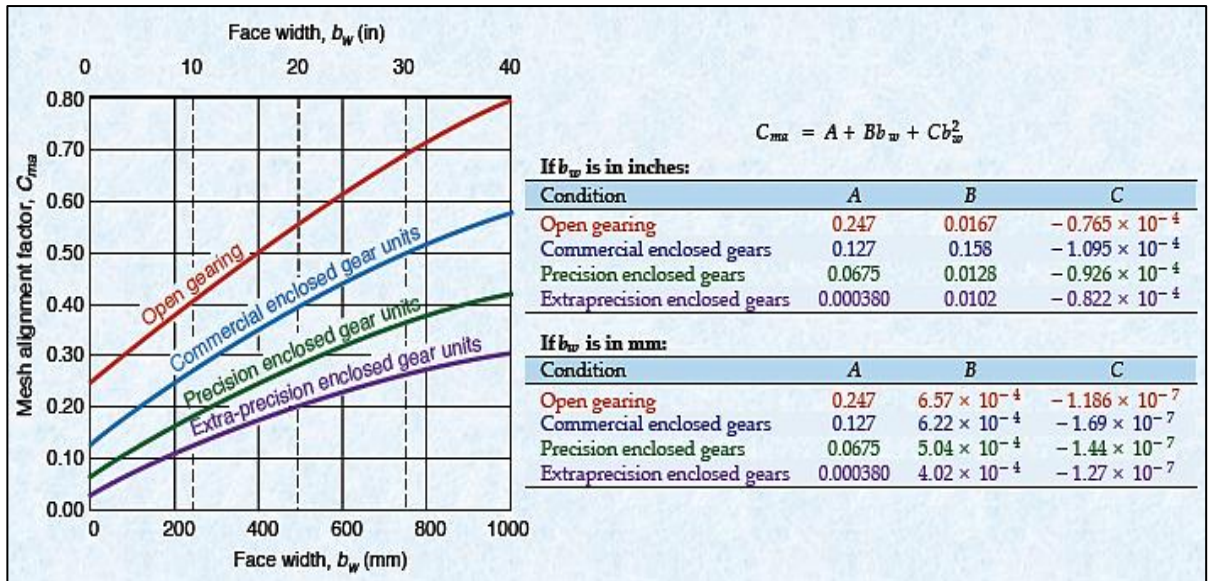
C_{pf} = Factor de proporción del piñón



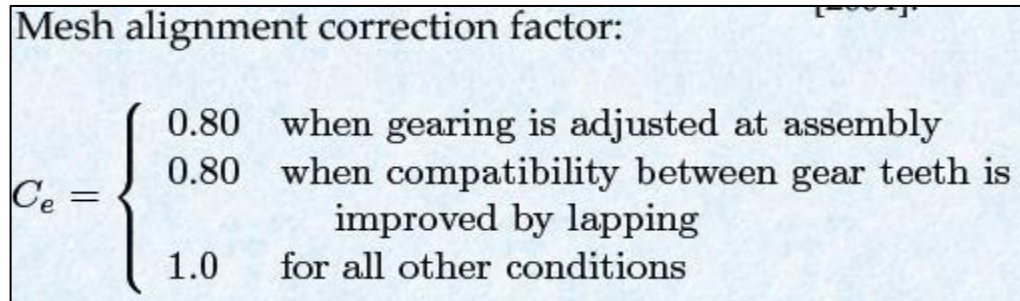
C_{pm} = Factor de proporción modificada del piñón



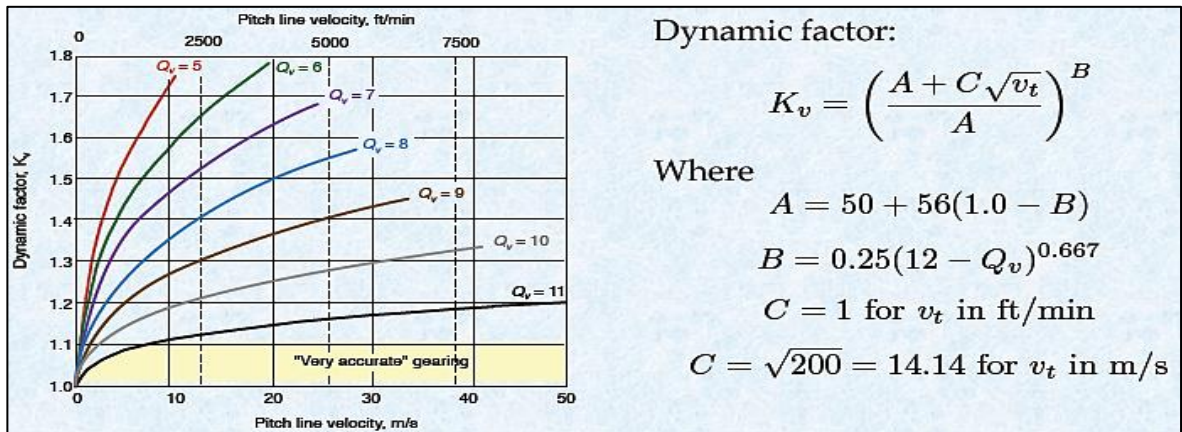
C_{ma} = Factor de alineamiento.



C_e = Factor corregido de alineamiento.



K_v = Factor dinámico .



Y_j = Factor de Lewis.

Number of teeth	Lewis form factor	Number of teeth	Lewis form factor
10	0.176	34	0.325
11	0.192	36	0.329
12	0.210	38	0.332
13	0.223	40	0.336
14	0.236	45	0.340
15	0.245	50	0.346
16	0.256	55	0.352
17	0.264	60	0.355
18	0.270	65	0.358
19	0.277	70	0.360
20	0.283	75	0.361
22	0.292	80	0.363
24	0.302	90	0.366
26	0.308	100	0.368
28	0.314	150	0.375
30	0.318	200	0.378
32	0.322	300	0.382

Anexo C. Propiedades de los Materiales

Acero Ingenieril SAE 4140.

ACERO SAE 4140

DIN	42 Cr Mo 4
UNI	40CD4
SAE	4140
AFNOR	42 CD 4

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

Es un acero de temple en aceite de medio carbono aleado al cromo-molibdeno de buena penetración de temple y con buenas características de estabilidad en caliente hasta 400°C sin fragilidad de revenido, muy versátil y apto para esfuerzos de fatiga y torsión en secciones pequeñas y medianas. Puede ser endurecido superficialmente por temple directo (a la llama o por inducción), obteniendo durezas de 57-62 Rockwell C. Generalmente se entrega en estado bonificado (con dureza entre 28 a 32 HRC).

PROPIEDADES FÍSICAS

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad → 7.85 g/cm³.
- Módulo de elasticidad → 2.1 x 10¹¹ Pa
- Coeficiente de Dilatación / °C →
 - 20 a 100°C = 12.3 x 10⁻⁶
 - 20 a 200°C = 12.7 x 10⁻⁶
 - 20 a 400°C = 13.7 x 10⁻⁶
 - 20 a 600°C = 14.5 x 10⁻⁶
- Conductividad térmica → W/m · °C.
 - 20 a 100°C = 42.7
 - 20 a 200°C = 42.3
 - 20 a 400°C = 37.7
 - 20 a 600°C = 33.1
- Calor específico (J/kg°C):
 - 20 a 200°C = 473
 - 20 a 400°C = 519
 - 20 a 600°C = 561
- Coeficiente de Poisson → 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):
 - 20°C = 0.22
 - 20 a 100°C = 0.26
 - 20 a 200°C = 0.33
 - 20 a 400°C = 0.48
 - 20 a 600°C = 0.65



Acetal Alta Pureza.

ACETAL

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDAD	
Densidad	libras / ³	0,0412 - 0,0806
Absorción De Agua	%	0,0500 a 7,90
La absorción de humedad en equilibrio	%	0,100 a 2,20
Absorción de agua a saturación	%	0,220 a 10,0
Viscosidad	cP	94000 - 554000 Temperatura 374-428 ° F
Contenido máximo de humedad	--	0,100
Contracción del molde Linear	en / en	0.00120 - 0.0400
Contracción del molde lineal, Transversal	en / en	0.00210 - 0.0400

PROPIEDADES MECÁNICAS	UNIDAD	
Dureza, Rockwell M	--	50,0-97,0
Dureza Rockwell R	--	69,0-121
Resistencia a la tracción, Ultima	psi	725 - 17 000
Resistencia a la tracción, Rendimiento	psi	3190 - 17.400
Alargamiento a la rotura	%	0,700 a 250
Alargamiento a Rendimiento	%	1,10 a 29,0
Módulo de elasticidad	ksi	85.0 - 3000
Rendimiento Fuerza de flexión	psi	1890 - 26.000
Módulo De Flexión	ksi	40.0 - 2510
Resistencia a la compresión Rendimiento	psi	2030 - 16.000
Módulo de compresión	ksi	175 - 400
El Coeficiente De Poisson	--	0,350-,430
Resistencia A La Cizalladura	psi	5800 - 8000
Impacto Izod, con muesca	ft-lb/ in – NB	0.0937
Impacto Izod, sin muesca	ft-lb/ in – NB	0,899
Impacto Izod, con muesca (ISO)	ft-lb/ pulg ²	1,19 - 22,4
Impacto Izod, sin muesca (ISO)	ft-lb/ in ² - NB	7.14
Impacto Charpy sin entalla	ft-lb/ in ² - NB	11.4
Impacto Charpy, muescas	ft-lb/ pulg ²	1.43 - 4.760
Resistencia a la tracción de impacto	ft-lb/ pulg ²	52.3 - 133
La caída de dardo de impacto	ft-lb	16.7 - 23.7
Coeficiente de Poisson	--	0.25 a 0.35
Coeficiente de fricción, estático	--	0,110 a 0,440

NYLON

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDAD	
Densidad	libras / ³	0.0350 - 0.163
Absorción De Agua	%	0,300 a 11,0
La absorción de humedad en equilibrio	%	0,0400 a 9,50
Absorción de agua a saturación	%	6,50 a 10,0
Viscosidad	cP	150.000 - 350.000 <small>Temperatura 446-554 ° F</small>
Contenido máximo de humedad	--	0,100
Contracción del molde Linear	en / en	0.00130 - 0.0508
Contracción del molde lineal, Transversal	en / en	0.00210 - 0.0400

PROPIEDADES MECÁNICAS	UNIDAD	
Dureza, Rockwell M	--	82,0-88,0
Dureza Rockwell R	--	78,0-120
Resistencia a la tracción, Última	psi	2900 - 18.100
Resistencia a la tracción, Rendimiento	psi	500 - 19.700
Alargamiento a la rotura	%	0,400 a 500
Alargamiento a Rendimiento	%	3,00 a 140
Módulo de elasticidad	ksi	50.8 - 1890
Rendimiento Fuerza de flexión	psi	2320 - 29.000
Módulo De Flexión	ksi	14.5 - 1380
Resistencia a la compresión Rendimiento	psi	870 - 14.000
El Coeficiente De Poisson	--	0,350-0,450
Impacto Izod, con muesca	ft-lb / in - NB	0,693
Impacto Izod, sin muesca	ft-lb / in - NB	10.0
Impacto Izod, con muesca (ISO)	ft-lb / pulg ²	1.67
Impacto Izod, sin muesca (ISO)	ft-lb / in ² - NB	1.67
Impacto Charpy sin entalla	ft-lb / in ² - NB	3.81
Impacto Charpy, muescas	ft-lb / pulg ²	0,524
Función Energía	ft-lb	8.85 - 122
Coeficiente de fricción	--	0,160 - 0,420
Coeficiente de fricción, estático	--	0,210 a 0,250

PVC

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDAD	
Densidad	libras / ³	0,0318 - 0,0585
Densidad Aparente	libras / ³	0,0170 - 0,0224
Absorción De Agua	%	0.200
Tamaño De Partícula	micras	63,0 - 250
Viscosidad	cP	1.000 - 60.000
Peso Molecular	g / mol	60.000 - 150.000

PROPIEDADES MECÁNICAS	UNIDAD	
Dureza, Shore A	--	50,0-98,0
Dureza, Shore D	--	34,0-90,0
Resistencia a la tracción, Ultimate	psi	1230 - 11.600
Resistencia a la tracción, Rendimiento	psi	600 - 8270
Alargamiento a la rotura	%	10,0-600
Alargamiento a Rendimiento	%	3,00 a 4,00
Módulo de elasticidad	ksi	363 - 435
Impacto Charpy, muescas	ft-lb/ pulg ²	1,43 - 33,3
Coefficiente de fricción	--	0,600
Resistencia Al Desgarre	pli	228 - 428
Dureza, Shore A	--	50,0-98,0
Dureza, Shore D	--	34,0-90,0
Resistencia a la tracción, Ultimate	psi	1230 - 11.600
Resistencia a la tracción, Rendimiento	psi	600 - 8270
Alargamiento a la rotura	%	10,0-600
Alargamiento a Rendimiento	%	3,00 a 4,00
Módulo de elasticidad	ksi	363 - 435
Impacto Charpy, muescas	ft-lb/ pulg ²	1,43 - 33,3
Coefficiente de fricción	--	0,600
Resistencia Al Desgarre	pli	228 - 428
El Coeficiente de Poisson	--	0.25 - 0.38

Acero SAE 1045

ACERO SAE 1045

DIN	CK - 45
UNI	C - 45
AFNOR	XC - 45
SAE	1045

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Frecuentemente se utiliza para elementos endurecidos a la llama ó por inducción. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro: laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido; ó templado en agua y revenido).

SAE 1045 es un acero de baja templeabilidad que puede ser endurecido totalmente en espesores delgados por temple en agua. En secciones más gruesas se puede obtener un endurecimiento parcial de la sección de la pieza y el incremento de la resistencia será proporcional a la capa o espesor endurecido, al ser deformado en frío se presenta un incremento en la dureza y la resistencia mecánica.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.43 0.50	0.6 0.9	0.04	0.05	0.2 0.4

Estado de suministro: Recocido

Dureza de suministro: 190 - 200 Brinell

PROPIEDADES FÍSICAS

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad → 7.85 gr/cm³.
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):
 - a 32°F = 16.2
 - a 212°F = 22.3
- Módulo de elasticidad → 2 x 10¹¹ Pa (24 x 10⁶ PSI).
- Coeficiente de dilatación térmica / °C
 - (20 - 100°C) 12.3 x 10⁻⁶
 - (20 - 200°C) 12.7 x 10⁻⁶
 - (20 - 400°C) 13.7 x 10⁻⁶
- Conductividad térmica → 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·K) → 460
- Coeficiente de Poisson → 0,3

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO

Diámetro de la barra: 12 a 38 mm

Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	665	665	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg)	190	190	180

Anexo D. Código MatLab Diseño Engranajes Plásticos

```
Modulo=get(handles.Modulo,'value');
DientesPrueba=str2double(get(handles.NumeroDientes,'string'));
Material=get(handles.Material,'value');

Pot=2; %Potencia Real del motor de catálogos
Nmotor=1715; %Ingreso de velocidad del motor relación 2:1[rpm]

if Modulo==1
errordlg('Seleccione Modulo','File Error');

else
if Modulo==2
modulo=2;
Pd=12;
DientesEnt=28; %Dientes engranaje conductor (FIJO)

else
if Modulo==3
modulo=2.5;
Pd=10;
DientesEnt=22; %Dientes engranaje conductor (FIJO)

else
if Modulo==4
modulo=3;
Pd=8;
DientesEnt=18; %Dientes engranaje conductor (FIJO)

else
if Modulo==5
modulo=4;
Pd=6;
DientesEnt=23; %Dientes engranaje conductor (FIJO)

else
modulo=5;
Pd=5;
DientesEnt=18; %Dientes engranaje conductor (FIJO)

end
end
end
end
end

Relacion=DientesPrueba/DientesEnt; %Relación de engranajes
NPrueba=Nmotor/Relacion; %Velocidad engranaje prueba
DprimiPrueba=DientesPrueba*modulo;%Diámetro Primitivo prueba [mm]
Dextprueba=(DprimiPrueba)+(2*modulo);%Diámetro externo Prueba [mm]
```

```

DprimiEnt=DientesEnt*modulo;%Diámetro Primitivo engranaje conductor[mm]
Dc=(DprimiPrueba+DprimiEnt)/2;%Distancia entre centros [mm]
VEnt=(Nmotor*((2*pi)/60))*((DprimiEnt/2)*(1/1000)); %velocidad del
engranaje [m/s]
Vprueba=(NPrueba*((2*pi)/60))*((DprimiPrueba/2)*(1/1000)); %velocidad del
engranaje [m/s]
Ftan=(746*Pot)/(VEnt); %Fuerza Tangencial [N]
phi=20*(pi/180); %Angulo de presión supuesto según norma ISO [20 o 25]
Frad=Ftan*tan(phi); %Fuerza radial [N]
Fnor=Ftan/(cos(phi)); %Fuerza normal [N]
Momento=Ftan*((DprimiPrueba/2)*(1/1000)); %Momento [N*m]
Ftanlb=Ftan*0.2248;

if Material==1
errordlg('Seleccione Material','File Error');

else
if Material==2
Sigmaadm=5000; % ACETAL [psi]

else
if Material==3
Sigmaadm=6000; %NYLON [psi]

else
Sigmaadm=4000; %PVC [psi]

end
end
end

%Factor de Lewiss Tabla AT24 pag 21 Hernan Rojas
Ye=(3*10^-12)*DientesEnt^5 - (4*10^-09)*DientesEnt^4 + (1*10^-
06)*DientesEnt^3 - 0.0002*DientesEnt^2 + (0.0152*DientesEnt) + 0.3122;
FS=1; %Factor de Seguridad
anchoin=(Ftanlb*Pd*FS)/(Sigmaadm*Ye); %[in]
ancho=anchoin*25.4;

set(handles.edit2,'string',DprimiPrueba);
set(handles.edit3,'string',Dextprueba);
set(handles.edit4,'string',ancho);
set(handles.edit5,'string',Dc);
set(handles.edit6,'string',Ftan);
set(handles.edit7,'string',Frad);
set(handles.edit8,'string',Sigmaadm);
set(handles.edit9,'string',Fnor);
set(handles.edit10,'string',Momento);
set(handles.edit11,'string',Relacion);
set(handles.edit12,'string',Vprueba);

```

Anexo E. Factores de Diseño de ejes

$K_L =$ Factor de carga.

TIPO DE CARGA		onda reversible: $ \sigma_m \leq 0,5 \sigma_a$ $ \tau_m \leq 0,5 \tau_a$				onda repetitiva: $ \sigma_m > 0,5 \sigma_a$ $ \tau_m > 0,5 \tau_a$	
		AXIAL	AXIAL CON Poca FLECTORA FLECTORA CON Poca AXIAL	FLECTORA $\sigma_a > 0,3 \sigma_f$	TORSIONAL - CORTANTE DIRECTA Y POR FLEXION	dúctil	frágil
AXIAL	0,80 † 1,20 *	$\sigma_a \leq 0,3 \sigma_f$ 0,85 † 1,25 *	$0,3 \sigma_f < \sigma_a \leq 0,5 \sigma_f$ 0,95 † 1,35 *	0,90 † 1,30 *	0,56 †† 0,67 †* 0,78 **	0,75	
	AXIAL CON Poca FLECTORA FLECTORA CON Poca AXIAL	0,85 † 1,25 *	0,95 † 1,35 *		0,55 †† 0,66 †* 0,77 **	0,70	
FLECTORA	0,90 † 1,30 *			referencia 1,00 † base de comparación 1,40 *	0,57 †† 0,69 †* 0,80 **	0,76	
TORSIONAL	Idem Vertical 0,56 †† †* - **	Idem Vertical 0,55 †† †* - **	Idem Vertical 0,57 †† †* - **		0,58 † 0,81 **		
	0,75	0,70	0,76			0,80	

$K_T =$ Factor de efectos de la temperatura ambiente de trabajo.

FACTOR DE EFECTOS DE TEMPERATURA: K_T

$(T^{\circ}F) = (T^{\circ}C)(1,8) + 32$

$K_T = \frac{620}{460 + (T^{\circ}F)}$

para $T \gg 160^{\circ}F \approx 71^{\circ}C$.

$K_T = 1,0$

para $T < 160^{\circ}F \approx 71^{\circ}C$.

En caso de temperaturas inferiores a $0^{\circ}C$, la resistencia a la fatiga aumenta:
de $0^{\circ}C \rightarrow +30^{\circ}C \Rightarrow K_T = 1,25$
de $-30^{\circ}C \rightarrow -60^{\circ}C \Rightarrow K_T = 1,35$

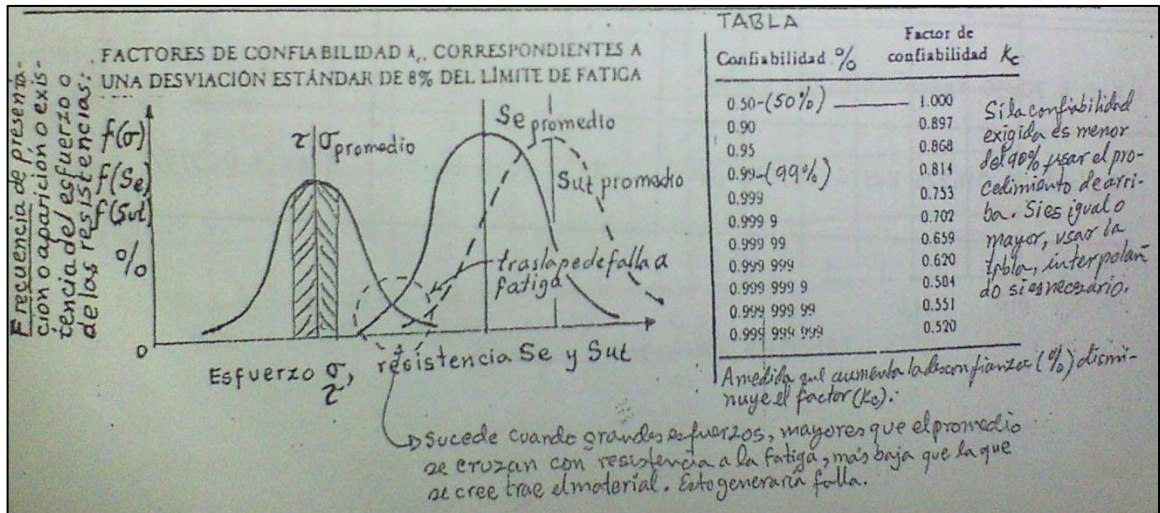
$K_m =$ Factor de efectos misceláneos.

I-C

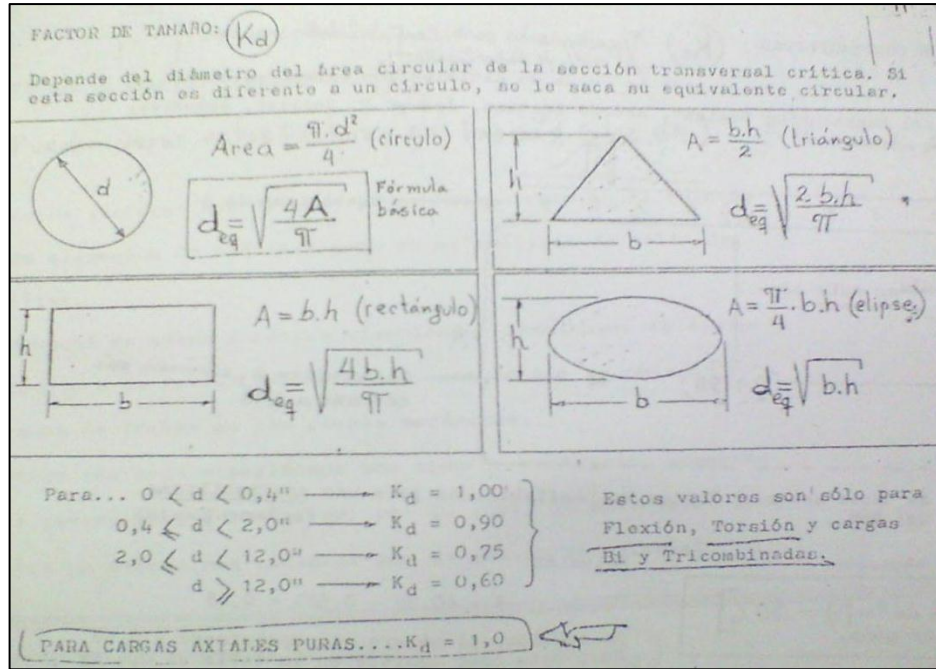
Por Endurecimiento superficial.

- Por llama y por inducción (enfriado rápidamente)
 - Zona sin arista (compresión residual; Varía con la temperatura de calentamiento) $K_m = 1,4$ a $1,8$
1.6 promedio
 - Zona de arista (tensión residual) $K_m = 0,8$
- Por carburación (capa de 0,03 a 0,1 pulg.) (comp. residual)
 - Sin entalla (varía con la capa) (comp. residual) $K_m = 1,3$ a $1,8$
1.55
 - Con entalla (varía con la capa) (comp. residual) $K_m = 1,8$ a $3,3$
2.55
- Por Nitruación (capa de 0,015 a 0,02 pulg.) (comp. residual)
 - Sin entalla (varía con la capa) (comp. residual) $K_m = 1,1$ a $1,3$
1.2
 - Con entalla (varía con la capa) (comp. residual) $K_m = 1,5$ a $2,8$
2.15

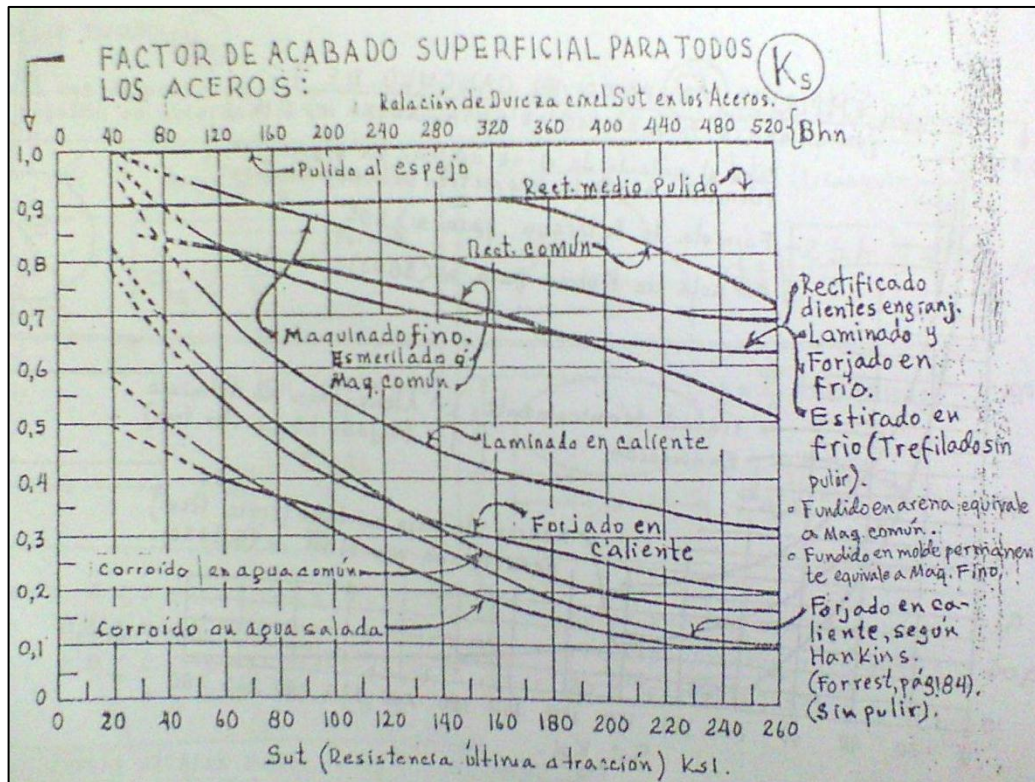
$K_c =$ Factor de confiabilidad.



$K_d = \text{Factor de tamaño.}$



$K_s = \text{Factor de acabado superficial.}$



$K_f =$ Factores de concentración de esfuerzos en fatiga.

FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS PARA FATIGA: K_f

$K_t =$ factor de concentración de esfuerzos estáticos.
 $q =$ sensibilidad a la entalladura en cargas dinámicas; varía de 0 a 1 (pág 10).
 $K_s =$ factor de acabado superficial en la zona crítica de la entalladura.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Pueden haber tres clases de K_f : uno de tensión, otro de flexión y el de torsión.
 Para los valores de q se hace uso de la gráfica cuando el radio de entalladura es menor o igual a 0,16". Para los casos en que el radio de entalladura sea mayor de 0,16", se aplican las siguientes ecuaciones según su caso geométrico:

para: $w \geq 90^\circ$ (tracción y corte)

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a} / \sqrt{r}}$$

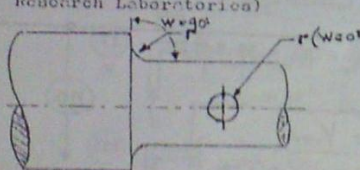
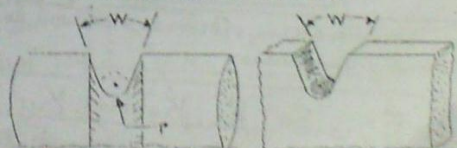
Fórmula de Peterson (Consultant of Westinghouse Research Laboratories)

para... $0^\circ < w < 90^\circ$ (tracción y corte)

$$q_w = \frac{1}{1 + \frac{q_t}{\pi - w/2} \cdot \sqrt{a} / \sqrt{r}}$$

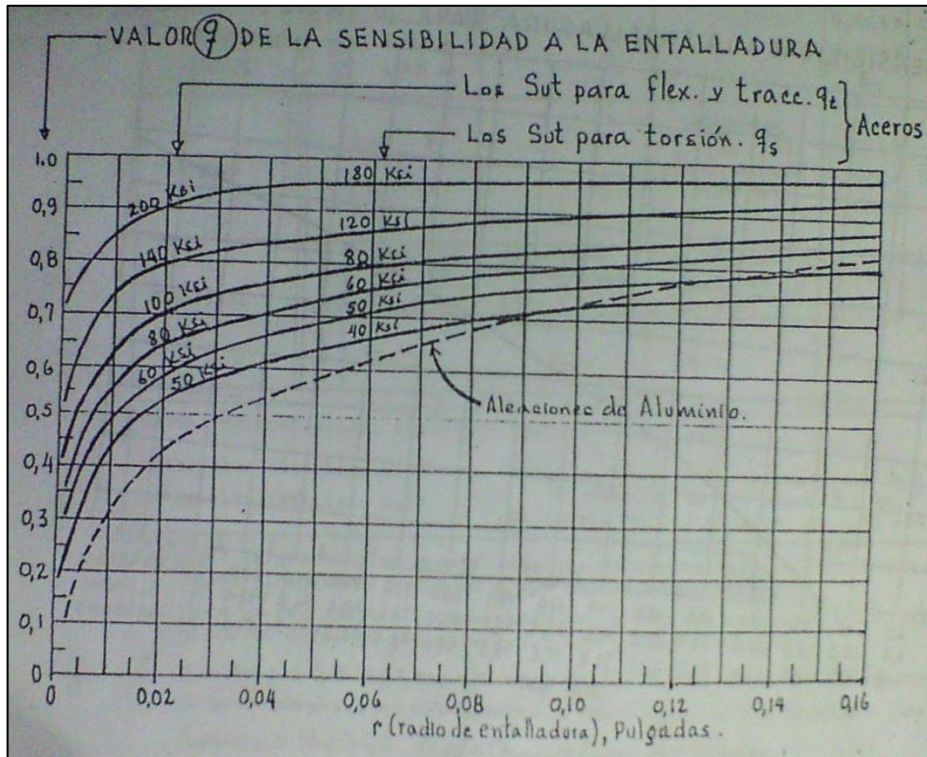
se aplican en los casos aplicados w en radianes.

Fórmula de Kuhn de la NASA

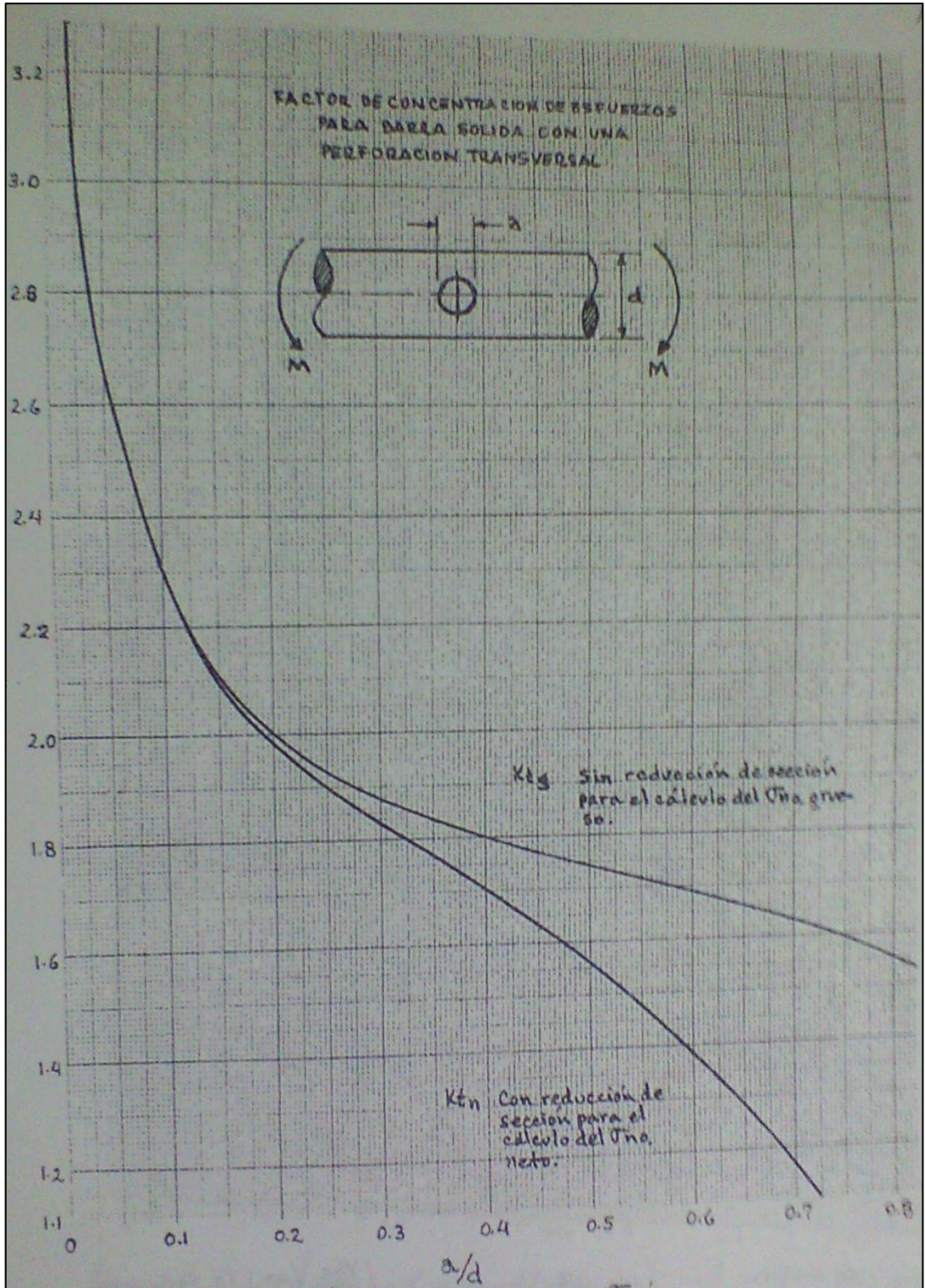



Para $w=0$ las dos fórmulas se pierden.

$q =$ Sensibilidad a la entalladura.



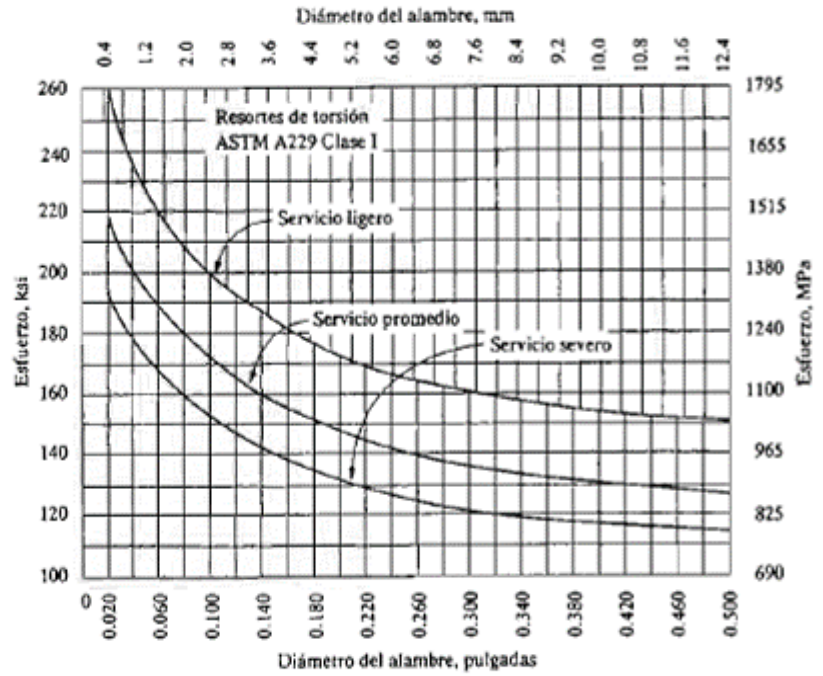
K_{tt} = Factor de concentración de esfuerzos estáticos.



Anexo F. Esfuerzo resorte de torsión

FIGURA 19-26

Esfuerzos flexionantes de diseño para resortes de torsión, de alambre de acero ASTM A229, templado en aceite, grado MB (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 146, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)




Anexo G. Datasheet sensor de ranura GP1A57HRJ00F

SHARPGP1A57HRJ00F

GP1A57HRJ00F

Gap : 10mm, Slit : 1.8mm
***OPIC Output**
Case package Transmissive Photointerrupter



■ Description

GP1A57HRJ00F is a standard, OPIC output, transmissive photointerrupter with opposing emitter and detector in a case, providing non-contact sensing. For this family of devices, the emitter and detector are inserted in a case, resulting in a through-hole design.

This device has a wide gap.

■ Agency approvals/Compliance

1. Compliant with RoHS directive

■ Applications

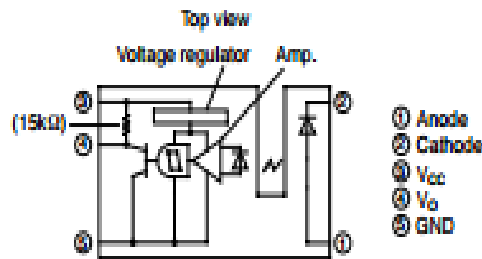
1. General purpose detection of object presence or motion.
2. Example : Printer, FAX, Optical storage unit

■ Features

1. Transmissive with OPIC output
2. Highlights :
 - Vertical Slit for alternate motion detection
 - Output Low Level at intercepting optical path
 - Wide gap width (10mm)
 - Positioning Pin to prevent misalignment
3. Key Parameters :
 - Gap Width : 10mm
 - Slit Width (detector side) : 1.8mm
 - Package : 18.6x15.2x5mm
4. Lead free and RoHS directive compliant

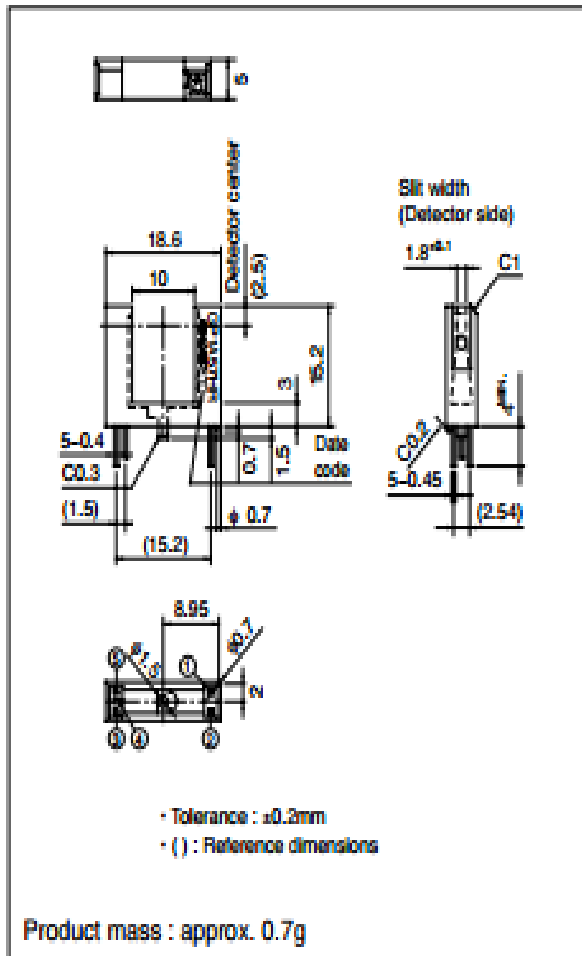
* "OPIC"(Optical IC) is a trademark of the SHARP Corporation. An OPIC consists of a light-detecting element and a signal-processing

■ Internal Connection Diagram



■ Outline Dimensions

(Unit : mm)



Dip soldering material : Sn-3Ag-0.5Cu

Anexo H. Datasheet regulador de voltaje Lm7805

μA7800 SERIES
POSITIVE-VOLTAGE REGULATORS

SLVS056J – MAY 1976 – REVISED MAY 2003

- 3-Terminal Regulators
- Output Current up to 1.5 A
- Internal Thermal-Overload Protection

- High Power-Dissipation Capability
- Internal Short-Circuit Current Limiting
- Output Transistor Safe-Area Compensation

KC (TO-220) PACKAGE
(TOP VIEW)

KTE PACKAGE
(TOP VIEW)

KCS (TO-220) PACKAGE
(TOP VIEW)

description/ordering information

This series of fixed-voltage integrated-circuit voltage regulators is designed for a wide range of applications. These applications include on-card regulation for elimination of noise and distribution problems associated with single-point regulation. Each of these regulators can deliver up to 1.5 A of output current. The internal current-limiting and thermal-shutdown features of these regulators essentially make them immune to overload. In addition to use as fixed-voltage regulators, these devices can be used with external components to obtain adjustable output voltages and currents, and also can be used as the power-pass element in precision regulators.

ORDERING INFORMATION

T_J	$V_O(NOM)$ (V)	PACKAGE†		ORDERABLE PART NUMBER	TOP-SIDE MARKING
0°C to 125°C	5	POWER-FLEX (KTE)	Reel of 2000	μA7805CKTER	μA7805C
		TO-220 (KC)	Tube of 50	μA7805CKC	μA7805C
		TO-220, short shoulder (KCS)	Tube of 20	μA7805CKCS	
	8	POWER-FLEX (KTE)	Reel of 2000	μA7808CKTER	μA7808C
		TO-220 (KC)	Tube of 50	μA7808CKC	μA7808C
		TO-220, short shoulder (KCS)	Tube of 20	μA7808CKCS	
	10	POWER-FLEX (KTE)	Reel of 2000	μA7810CKTER	μA7810C
		TO-220 (KC)	Tube of 50	μA7810CKC	μA7810C
		TO-220, short shoulder (KCS)	Tube of 20	μA7810CKCS	
	12	POWER-FLEX (KTE)	Reel of 2000	μA7812CKTER	μA7812C
		TO-220 (KC)	Tube of 50	μA7812CKC	μA7812C
		TO-220, short shoulder (KCS)	Tube of 20	μA7812CKCS	
15	POWER-FLEX (KTE)	Reel of 2000	μA7815CKTER	μA7815C	
	TO-220 (KC)	Tube of 50	μA7815CKC	μA7815C	
	TO-220, short shoulder (KCS)	Tube of 20	μA7815CKCS		
24	POWER-FLEX (KTE)	Reel of 2000	μA7824CKTER	μA7824C	
	TO-220 (KC)	Tube of 50	μA7824CKC	μA7824C	

† Package drawings, standard packing quantities, thermal data, symbolization, and PCB design guidelines are available at www.ti.com/sof/package.

Please be aware that an important notice concerning availability, standard warranty, and use in critical applications of Texas Instruments semiconductor products and disclaimers thereto appears at the end of this data sheet.

PRODUCTION DATA information is current as of publication date. Products conform to specifications per the terms of Texas Instruments standard warranty. Production processing does not necessarily include testing of all parameters.

Copyright © 2003, Texas Instruments Incorporated

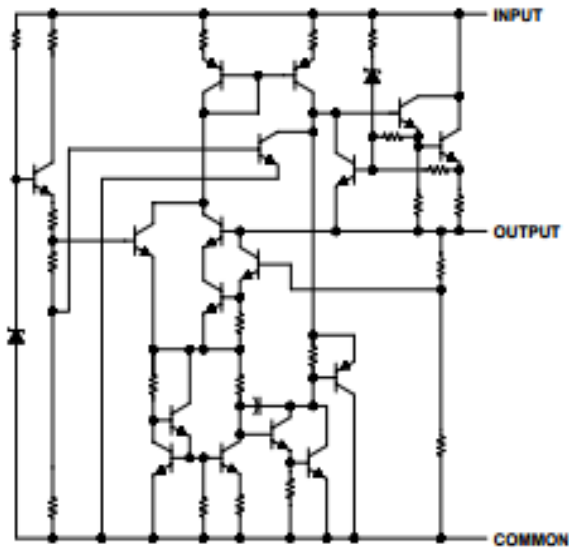
POST OFFICE BOX 655303 • DALLAS, TEXAS 75265

1

**μA7800 SERIES
POSITIVE-VOLTAGE REGULATORS**

SLVSD06J – MAY 1976 – REVISED MAY 2003

schematic



absolute maximum ratings over virtual junction temperature range (unless otherwise noted)†

Input voltage, V_I : μA7824C	40 V
All others	35 V
Operating virtual junction temperature, T_J	150°C
Lead temperature 1,6 mm (1/16 inch) from case for 10 seconds	260°C
Storage temperature range, T_{stg}	-65°C to 150°C

† Stresses beyond those listed under "absolute maximum ratings" may cause permanent damage to the device. These are stress ratings only, and functional operation of the device at these or any other conditions beyond those indicated under "recommended operating conditions" is not implied. Exposure to absolute-maximum-rated conditions for extended periods may affect device reliability.

package thermal data (see Note 1)

PACKAGE	BOARD	θ_{JC}	θ_{JA}
POWER-FLEX (KTE)	High K, JESD 51-5	3°C/W	23°C/W
TO-220 (KCMCS)	High K, JESD 51-5	3°C/W	19°C/W

NOTE 1: Maximum power dissipation is a function of $T_J(\max)$, θ_{JA} , and T_A . The maximum allowable power dissipation at any allowable ambient temperature is $P_D = (T_J(\max) - T_A)/\theta_{JA}$. Operating at the absolute maximum T_J of 150°C can affect reliability.



POST OFFICE BOX 655303 • DALLAS, TEXAS 75265

Anexo I. Código Arduino

```
// Librerías para los ciclos de cálculo y adquisición de tiempo
#include <stdlib.h>
#include <math.h>

// Definición de variables enteras y decimales para los cálculos
int tmot=0;
int teje=0;
float gui;
float inicont;
float fincont;
float desface;
float desface1;
float torque;
int vueltas = 0;
int marca = 0;
int ult = 0;
float t_ant = 0;
float t_v = 0;
float t_a;
float rpm;
int freno=0;
int vueltas2 = 0;
int marca2 = 0;
int ult2 = 0;
float t_ant2 = 0;
float t_v2 = 0;
float t_a2;
float rpm2;
```

```

int vueltas3 = 0;
int marca3 = 0;
int ult3 = 0;

// Identificación de los pines en el Arduino para lectura de señal
void setup()
{
pinMode(4, INPUT);
Serial.begin(9600); // establecer serial para el puerto = 9600
pinMode(2, INPUT);
pinMode(7, INPUT);
pinMode(8,INPUT);
}
void loop()
{
gui=millis(); //toma del tiempo en milisegundos al iniciar el programa
inicont = digitalRead(4); //lectura de la señal enviada por el sensor 1
fincont = digitalRead(2); //lectura de la señal enviada por el sensor 2
freno = digitalRead(8); //lectura de la señal enviada por el freno de high a low lo
cual ayuda iniciar el conteo de los ciclos antes de falla

// Ciclo para la medición del desfase en el resorte
if (inicont == 0)
{
tmot=gui; // toma la medida de tiempo en el eje del motor
}
if (fincont == 0)
{
teje=gui; // toma la medida en el resorte
desface1=teje-tmot;
}
}

```

```

desface=desface1*rpm;
torque=desface*4,17/1000;
Serial.print ("desface = ");
Serial.println (desface);
Serial.print ("torque = ");
Serial.print (torque);
Serial.println ("Nm");
delay (200);
}

```

// Ciclo para la medición de las rpm en el eje del motor

```

marca = digitalRead(4);
if (marca != ult)
{
if (marca == LOW)
{
vueltas++;
t_a =micros();
t_v = t_a - t_ant;
rpm = 60000000 /(2*t_v);
Serial.print("rpm = ");
Serial.println(rpm);
}
Else
{
t_ant = t_a;
}
}
ult = marca;

```

```



// Ciclo para la medición de las rpm en el eje de prueba y medición de vueltas de
falla antes de la falla
marca2 = digitalRead(7); //lectura de la señal enviada por el sensor 2
if (marca2 != ult2)
{
if (marca2 == LOW)
{
vueltas2++;
t_a2 =micros();
t_v2 = t_a2 - t_ant2;
rpm2 = 60000000 /(2*t_v2);
Serial.print("rpm2 = ");
Serial.println(rpm2);
if (freno == 1)
{
vueltas3++;
Serial.print("vueltas antes de falla = ");
Serial.println(vueltas3/2);
}
}
else
{
t_ant2 = t_a2;
}
}
ult2 = marca2;
}
}

```

Anexo J. Planos Generales

Los planos del banco de pruebas y engranajes de ensayo se adjuntan por medio digital (Ver CD)

Anexo K. Plantilla elaboración de práctica

BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANALISIS DE FALLAS EN ENGRANAJES PLASTICOS		 Universidad Industrial de Santander	 CONSTRUIAMOS FUTURO
Practica: Análisis de fallas en engranajes plásticos al variar un parámetro de diseño.		Tiempo estimado: 1.5 Horas.	
Director: Ing. Ricardo Jaimes Rolon.	Auxiliar:	Fecha:	
Estudiantes:	Códigos:	Calificación:	
Objetivos de la práctica			
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Relacionar los conocimientos adquiridos en la catedra en el desarrollo de engranajes plásticos, con los prácticos. ➤ Comparar el comportamiento de cada engranaje según el parámetro a variar (Material, modulo, ancho de cara). ➤ Confrontar la capacidad de carga del diente calculado teóricamente con los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en el banco. 			
Materiales y equipos			
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos. ➤ Barras de Acetal, Nylon, PVC u otro material polímero de menor resistencia. ➤ Destornillador ➤ Llaves Bristol. ➤ Computador portátil. ➤ Lápiz y papel. 			

Marco teórico

1. Diseño de engranajes.

El diseño de engranajes plásticos en actualidad no ha sido normalizado y aun es caso de estudio, por ende el diseño de este tipo de elemento mecánico sigue los lineamientos propuestos por la AGMA para engranajes metálicos.

➤ Numero de dientes [Z]

Es la cantidad de dientes que posee una rueda dentada. Este no debe ser inferior a 18 dientes para ángulo de presión de 20° .

➤ Modulo [m]

Es la relación existente entre el diámetro primitivo y el número de dientes, este valor se expresa en milímetros.

➤ Diámetro primitivo [D_p]

El diámetro primitivo compete a la circunferencia que define la superficie por la cual el engrane gira sin producir deslizamiento.

$$D_p = Z * m$$

➤ Diámetro externo [D_e]

Es la circunferencia alrededor de la cabeza de los dientes diametralmente opuestos

$$D_e = D_p + 2m$$

➤ Distancia entre centros [D_c]

Es la distancia entre el centro del engranaje conductor y el engranaje conducido.

$$D_c = D_{Pe} + D_{Pp}$$

2. Dinámica del engranaje.

La dinámica de los engranajes plásticos es idéntica al de los engranajes metálicos, ya que esta no depende del material ni del proceso de fabricación.

➤ Relación [R]

La relación entre engranajes es simplemente el resultado de dividir el número de dientes de salida por el número de dientes del engranaje conductor.

$$R = \frac{Z_p}{Z_e} = \frac{N_{motor}}{N_p}$$

➤ Velocidad Tangencial [v_t]

La velocidad tangencial es la velocidad del engranaje en un instante de tiempo.

$$v_t = w * r_{primitivo}$$

➤ Fuerza tangencial [F_t]

La fuerza tangencial es la fuerza actuante entre los dientes de los engranajes en contacto.

$$F_t [N] = 746 * \frac{Pot [HP]}{v_t \left[\frac{m}{s} \right]}$$

➤ Fuerza neta [F_N]

Es la fuerza total generada por el contacto de los engranajes al transmitir la potencia originada del motor.

$$F_N = \frac{F_t}{\cos(\phi)}$$

➤ Fuerza radial [F_r]

Es la componente de la fuerza neta que actúa a lo largo de la recta que pasa por el centro del engranaje.

$$F_r = F_t * \tan(\phi)$$

- Torque en el eje [T]

La fuerza tangencial además de causar esfuerzos en los dientes, también actúa sobre el eje generando un par de torsión.

$$T = F_t * r_{primitivo}$$

3. Resistencia del material.

Para el análisis de fallas en engranajes plásticos se sugiere seguir los lineamientos recomendados por Robert Mott en su libro Diseño de elementos de maquinas. 4 ed. P. 441.

- Factor de seguridad [FS]

El factor de seguridad es la constante que se selecciona para garantizar el funcionamiento de un elemento mecánico sin que este falle, sin embargo el banco de pruebas requiere que los engranajes fallen, por ende este valor no debe superar la unidad.

- Numero de Lewis [Y_e]

Number of teeth	Lewis form factor	Number of teeth	Lewis form factor
10	0.176	34	0.325
11	0.192	36	0.329
12	0.210	38	0.332
13	0.223	40	0.336
14	0.236	45	0.340
15	0.245	50	0.346
16	0.256	55	0.352
17	0.264	60	0.355
18	0.270	65	0.358
19	0.277	70	0.360
20	0.283	75	0.361
22	0.292	80	0.363
24	0.302	90	0.366
26	0.308	100	0.368
28	0.314	150	0.375
30	0.318	200	0.378
32	0.322	300	0.382

➤ Ancho de cara [b]

El ancho de cara mínimo de cada engranaje es determinado con la fuerza tangencial del engranaje.

$$b[in] = \frac{F_{tan}[lb] * Pd * FS}{\sigma_{adm} * Y_e}$$

Especificaciones del banco

El banco de pruebas ha sido diseñado para realizar pruebas dentro de las siguientes restricciones:

Engranaje conductor:

Los engranajes conductores son fabricados con acero SAE 4140 con la siguiente geometría.

	m	ϕ	Z	D_p [mm]	D_e [mm]
1	2	20°	28	56	60
2	2.5	20°	22	55	60
3	3	20°	18	54	60
4	4	20°	23	92	100
5	5	20°	18	90	100

Material:

Los materiales seleccionados para las pruebas de laboratorio son el Acetal, Nylon y PVC, sin embargo es posible seleccionar materiales de menor resistencia.

Material	σ_{adm} [PSI]
Acetal alta pureza	5000
Nylon alta pureza	6000
PVC alta pureza	4000

Engranajes Plásticos:

La geometría de los engranajes de prueba se debe encontrar en el rango de las siguientes especificaciones.

Geometría engranaje de pruebas	
Diámetro Primitivo	90 a 210 mm
Modulo	2 a 5 mm
Ancho de cara	5 a 30 mm
Agujero	1.5 in
Chaveta	12 X 12 mm

Nota: Para anchos de cara superiores a 1 y módulos de 4 y 5 se recomienda seleccionar un material de resistencia admisible menor a 3000 psi.

Motor:

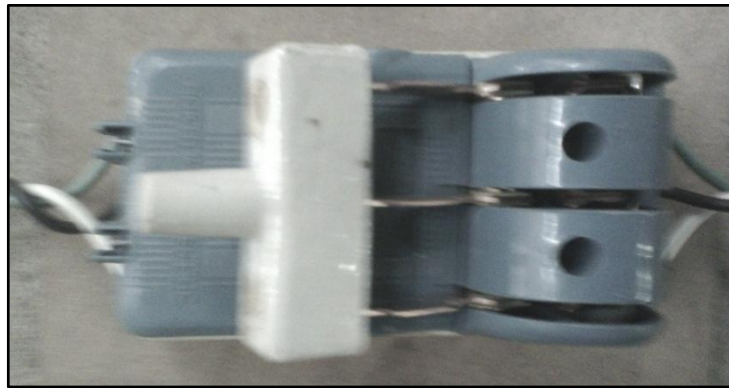
El banco de pruebas tiene un motor eléctrico de 2 HP y velocidad angular de 1715 rpm.

Procedimiento

1. Seleccionar el parámetro que se variara en el diseño de los engranajes plásticos. (Material, Modulo, Ancho de cara).
2. Definir la geometría de por lo menos 3 tipos de engranajes plásticos y registrarla en la tabla 1.
3. Calcular las fuerzas y el torque a las que se encuentra sometido el engranaje a 1715 rpm y registrarlas en la tabla 2
4. Determinar el ancho de cara teórico promedio requerido para un factor de seguridad menor o igual a la unidad registrarlo en la tabla 1.

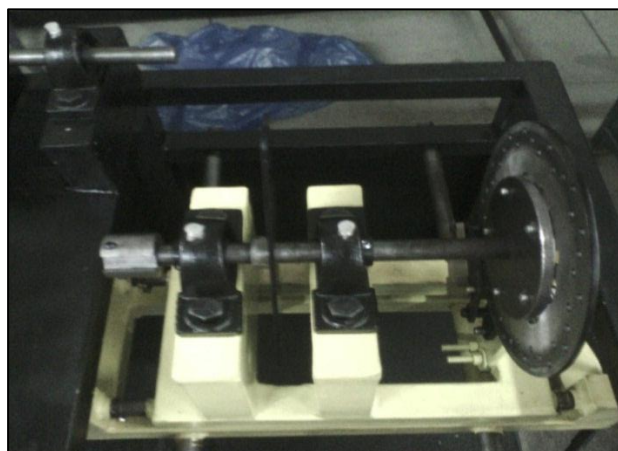
5. Determinar el esfuerzo máximo teórico con el ancho promedio y a 1715 rpm. Ingresar este valor en la tabla 3.
6. Fabricar los engranajes diseñados.
7. Verificar que el banco de pruebas se encuentre conectado a la red eléctrica pero con la tijera de seguridad impidiendo el paso de corriente.

Figura 1. Tijera de seguridad.



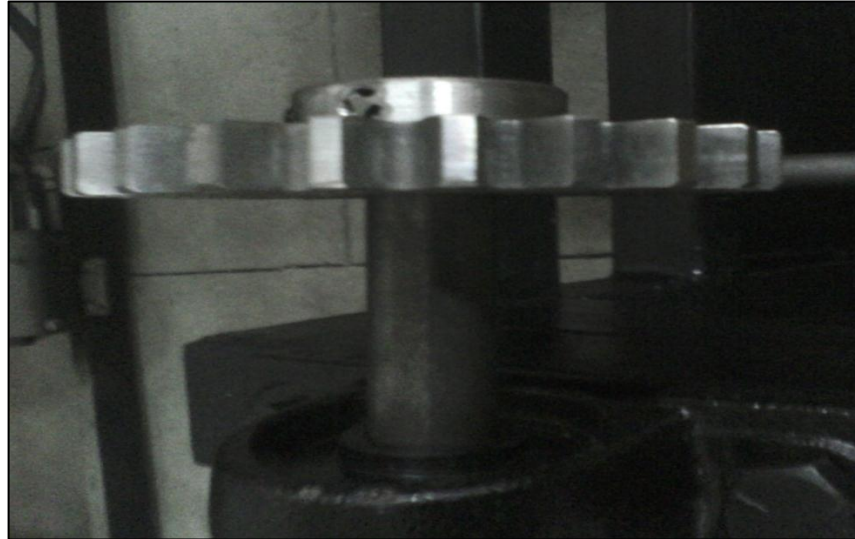
8. Desplazar los carros lateral y transversal del banco de prueba para la instalación de los engranajes.

Figura 2. Movimientos de carros.



9. Instalar el engranaje conductor correspondiente a cada engranaje de prueba.

Figura 3. Instalación de engranaje conductor.



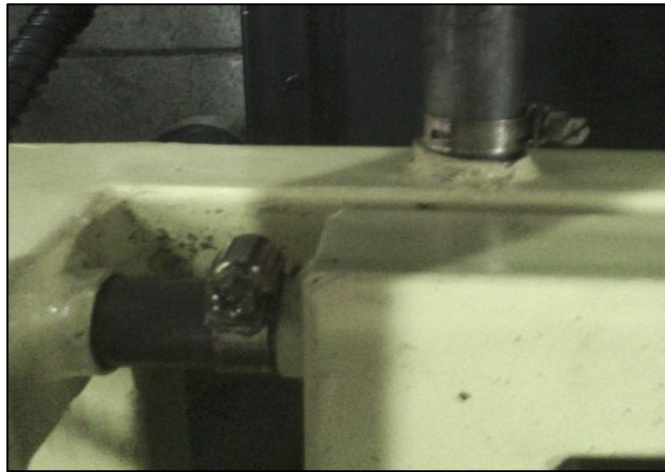
10. Instalar el engranaje de prueba en el eje de salida por medio de la cuña.

Figura 4. Instalación de engranaje de prueba.



- 11.** Mover los carros hasta que los engranajes conductor y conducido acoplen de forma correcta.
- 12.** Instalar las abrazaderas asegurando que el carro no tenga ningún movimiento al momento de realizar las pruebas.

Figura 5. Abrazaderas de frenado.



- 13.** Habilitar el paso de corriente por la tijera de seguridad.
- 14.** Encender el banco de pruebas desde el tablero de control.
- 15.** Frenar paulatinamente el sistema mientras se observa las posibles fallas que sufren los engranajes.
- 16.** Soltar el freno al presentarse la rotura del diente.
- 17.** Apagar el banco de pruebas.
- 18.** Extraer los datos suministrados por LabView.

19. Repetir los pasos 7 al 18 hasta terminar la experiencia.

20. Graficar el esfuerzo, el torque y la fuerza tangencial en función de la velocidad angular, analizar los resultados obtenidos.

Tabla de datos y graficas

Parámetro a variar: _____

En la tabla 1 se registran los valores de la geometría del engranaje.

¿Los engranajes deben ser de diferente geometría para cada variación? Si/No

¿Por qué?

¿Se debe promediar el ancho de cara de los engranajes o puede ser diferente para cada engranaje de prueba?

Tabla 1. Geometría engranajes plásticos.

	m [mm]	Z	D_p [mm]	D_e [mm]	b [mm]

Realizar los planos correspondientes de cada uno de los engranajes para su posterior fabricación.

¿Ud. Como diseñador que factor de seguridad recomienda para que los engranajes presenten fractura de diente?

Por medio de un análisis dinámico, calcular las fuerzas que actúan en los engranajes y registrarlo en la tabla 2.

Tabla 2. Fuerzas y Torque de los engranajes de prueba.

	F_t [N]	F_r [N]	F_N [N]	T [N * m]

¿Qué tipos de fabricaciones para engranajes plásticos existen? Ud. como diseñador cual recomienda.

Con la geometría de los engranajes de prueba, se procede a realizar la manufactura de cada uno de estos.

Una vez fabricados los engranajes se deben seguir las indicaciones del numeral 7 en adelante hasta finalizar la práctica.

Diagnosticar las fallas presentes en los engranajes de prueba.

Determinar la fuerza tangencial y el esfuerzo derivando el cálculo de los datos adquiridos en la práctica, con estos graficar el torque, la fuerza tangencial y el esfuerzo en función de la velocidad angular.

Analizar las gráfica y confrontar los resultados obtenidos con los esperados. Si no son así explicar el porqué.



Observaciones

Conclusiones

Bibliografía

- HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo y SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. México: McGraw Hill, 2000. P. 423 – 826.
- MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Person, 2006. P. 441.

Anexo L. Guía de la práctica experimental del análisis de fallas en engranajes plásticos

BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANALISIS DE FALLAS EN ENGRANAJES PLASTICOS		 Universidad Industrial de Santander	 CONSTRUIAMOS FUTURO
Practica: Análisis de fallas en engranajes plásticos al variar un parámetro de diseño.		Tiempo estimado: 1.5 Horas.	
Director: Ing. Ricardo Jaimes Rolon.	Auxiliar:	Fecha:	
Estudiantes:	Códigos:	Calificación:	
Objetivos de la práctica			
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Relacionar los conocimientos adquiridos en la catedra en el desarrollo de engranajes plásticos, con los prácticos. ➤ Comparar el comportamiento de cada engranaje según el parámetro a variar (Material, modulo, ancho de cara). ➤ Confrontar la capacidad de carga del diente calculado teóricamente con los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en el banco. 			
Materiales y equipos			
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Banco de pruebas para el análisis de fallas en engranajes plásticos. ➤ Barras de Acetal, Nylon, PVC u otro material polímero de menor resistencia. ➤ Destornillador ➤ Llaves Bristol. ➤ Computador portátil. ➤ Lápiz y papel. 			

Marco teórico

1. Diseño de engranajes.

El diseño de engranajes plásticos en actualidad no ha sido normalizado y aun es caso de estudio, por ende el diseño de este tipo de elemento mecánico sigue los lineamientos propuestos por la AGMA para engranajes metálicos.

➤ Numero de dientes [Z]

Es la cantidad de dientes que posee una rueda dentada. Este no debe ser inferior a 18 dientes para ángulo de presión de 20° .

➤ Modulo [m]

Es la relación existente entre el diámetro primitivo y el número de dientes, este valor se expresa en milímetros.

➤ Diámetro primitivo [D_p]

El diámetro primitivo compete a la circunferencia que define la superficie por la cual el engrane gira sin producir deslizamiento.

$$D_p = Z * m$$

➤ Diámetro externo [D_e]

Es la circunferencia alrededor de la cabeza de los dientes diametralmente opuestos

$$D_e = D_p + 2m$$

➤ Distancia entre centros [D_c]

Es la distancia entre el centro del engranaje conductor y el engranaje conducido.

$$D_c = D_{Pe} + D_{Pp}$$

2. Dinámica del engranaje.

La dinámica de los engranajes plásticos es idéntica al de los engranajes metálicos, ya que esta no depende del material ni del proceso de fabricación.

➤ Relación [R]

La relación entre engranajes es simplemente el resultado de dividir el número de dientes de salida por el número de dientes del engranaje conductor.

$$R = \frac{Z_p}{Z_e} = \frac{N_{motor}}{N_p}$$

➤ Velocidad Tangencial [v_t]

$$v_t = w * r_{primitivo}$$

➤ Fuerza tangencial [F_t]

La fuerza tangencial es la fuerza actuante entre los dientes de los engranajes en contacto.

$$F_t [N] = 746 * \frac{Pot [HP]}{v_t \left[\frac{m}{s} \right]}$$

➤ Fuerza neta [F_N]

Es la fuerza total generada por el contacto de los engranajes al transmitir la potencia originada del motor.

$$F_N = \frac{F_t}{\cos(\phi)}$$

➤ Fuerza radial [F_r]

Es la componente de la fuerza neta que actúa a lo largo de la recta que pasa por el centro del engranaje.

$$F_r = F_t * \tan(\phi)$$

- Torque en el eje [T]

La fuerza tangencial además de causar esfuerzos en los dientes, también actúa sobre el eje generando un par de torsión.

$$T = F_t * r_{primitivo}$$

3. Resistencia del material.

Para el análisis de fallas en engranajes plásticos se sugiere seguir los lineamientos recomendados por Robert Mott en su libro Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. P. 441.

- Factor de seguridad [FS]

El factor de seguridad es la constante que se selecciona para garantizar el funcionamiento de un elemento mecánico sin que este falle, sin embargo el banco de pruebas requiere que los engranajes fallen, por ende este valor no debe superar la unidad.

- Numero de Lewis [Y_e]

Number of teeth	Lewis form factor	Number of teeth	Lewis form factor
10	0.176	34	0.325
11	0.192	36	0.329
12	0.210	38	0.332
13	0.223	40	0.336
14	0.236	45	0.340
15	0.245	50	0.346
16	0.256	55	0.352
17	0.264	60	0.355
18	0.270	65	0.358
19	0.277	70	0.360
20	0.283	75	0.361
22	0.292	80	0.363
24	0.302	90	0.366
26	0.308	100	0.368
28	0.314	150	0.375
30	0.318	200	0.378
32	0.322	300	0.382

➤ Ancho de cara [b]

El ancho de cara mínimo de cada engranaje es determinado con la fuerza tangencial del engranaje.

$$b[in] = \frac{F_{tan}[lb] * Pd * FS}{\sigma_{adm} * Y_e}$$

Especificaciones del banco

El banco de pruebas ha sido diseñado para realizar pruebas dentro de las siguientes restricciones:

Motor:

El banco de pruebas tiene un motor eléctrico de 2 HP y velocidad angular de 1715 rpm.

Engranaje conductor:

Los engranajes conductores son fabricados con acero SAE 4140 con la siguiente geometría.

	m	ϕ	Z	D_p [mm]	D_e [mm]
1	2	20°	28	56	60
2	2.5	20°	22	55	60
3	3	20°	18	54	60
4	4	20°	23	92	100
5	5	20°	18	90	100

Material:

Los materiales seleccionados para las pruebas de laboratorio son el Acetal, Nylon y PVC, sin embargo es posible seleccionar materiales de menor resistencia.

Material	σ_{adm} [PSI]
Acetal alta pureza	5000
Nylon alta pureza	6000
PVC alta pureza	4000

Engranajes Plásticos:

La geometría de los engranajes de prueba se debe encontrar en el rango de las siguientes especificaciones.

Geometría engranaje de pruebas	
Diámetro Primitivo	90 a 210 mm
Modulo	2 a 5 mm
Ancho de cara	5 a 30 mm
Agujero	1.5 in
Chaveta	12 X 12 mm

Nota: Para anchos de cara superiores a 1 y módulos de 4 y 5 se recomienda seleccionar un material de resistencia admisible menor a 3000 psi.

Procedimiento

1. Seleccionar el parámetro que se variara en el diseño de los engranajes plásticos. (Material, Modulo, Ancho de cara).
2. Definir la geometría de por lo menos 3 tipos de engranajes plásticos y regístrala en la tabla 1.
3. Calcular las fuerzas y el torque a las que se encuentra sometido el engranaje a 1715 rpm y registrarlas en la tabla 2
4. Determinar el ancho de cara teórico promedio (Solamente para pruebas de

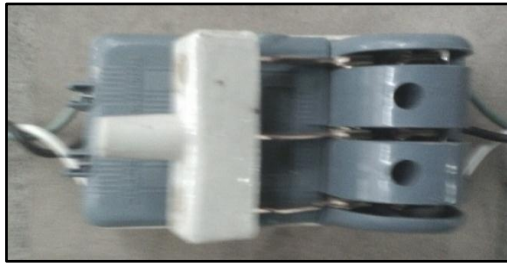
Material y modulo) requerido para un factor de seguridad menor o igual a la unidad registrarlo en la tabla 1.

5. Determinar el esfuerzo máximo teórico con el ancho promedio y a 1715 rpm. Ingresar este valor en la tabla 3.

6. Fabricar los engranajes diseñados.

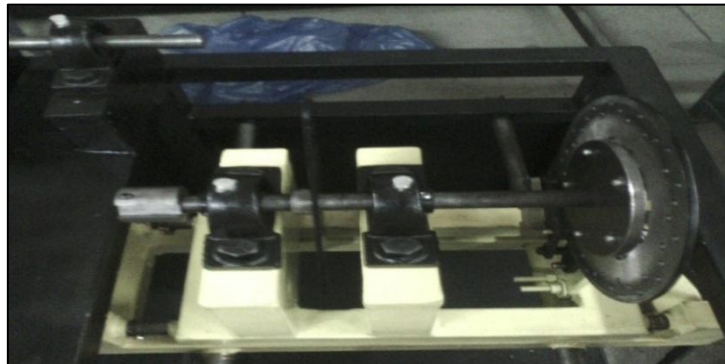
7. Verificar que el banco de pruebas se encuentre conectado a la red eléctrica pero con la tijera de impidiendo el paso de corriente.

Figura 1. Tijera de seguridad.



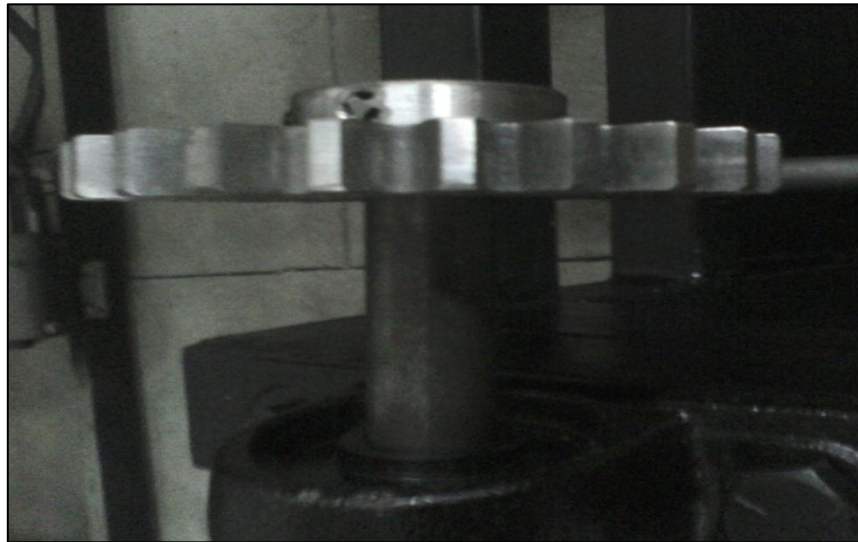
8. Desplazar los carros lateral y transversal del banco de prueba para la instalación de los engranajes.

Figura 2. Movimientos de carros.



9. Instalar el engranaje conductor correspondiente a cada engranaje de prueba.

Figura 3. Instalación de engranaje conductor.



10. Instalar el engranaje de prueba en el eje de salida por medio de la cuña.

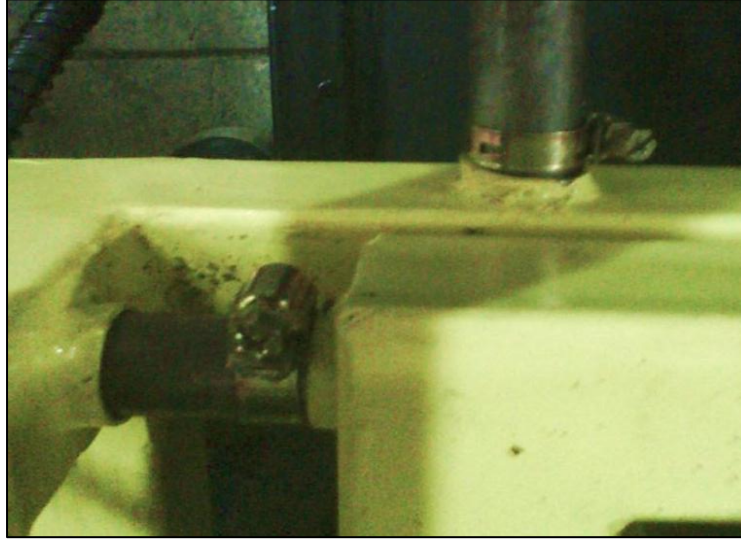
Figura 4. Instalación de engranaje de prueba.



11. Mover los carros hasta que los engranajes conductor y conducido acoplen de forma correcta.

12. Instalar las abrazaderas asegurando que el carro no tenga ningún movimiento al momento de realizar las pruebas.

Figura 5. Abrazaderas de frenado.



13. Habilitar el paso de corriente por la tijera de seguridad.

14. Encender el banco de pruebas desde el tablero de control.

15. Frenar paulatinamente el sistema mientras se observa las posibles fallas que sufren los engranajes.

16. Soltar el freno al presentarse la rotura del diente.

17. Apagar el banco de pruebas.

18. Extraer los datos suministrados por LabView.

19. Repetir los pasos 7 al 18 hasta terminar la experiencia.

20. Graficar el esfuerzo, el torque y la fuerza tangencial en función de la velocidad angular, analizar los resultados obtenidos.

Tabla de datos y graficas

a)

Parámetro a variar: Material

¿Los engranajes deben ser de diferente geometría para cada variación? Si/No

¿Por qué?

Rta. Los engranajes deben ser de igual geometría, el único parámetro que debe variar es el material de fabricación, garantizando una adquisición de datos confiable para su posterior análisis.

¿Se debe promediar el ancho de cara de los engranajes o puede ser diferente para cada engranaje de prueba?

Rta. El ancho de cara debe promediarse en los engranajes plásticos, para que este factor no afecte los datos adquiridos en el banco de pruebas y por consiguiente las gráficas para el análisis de falla.

Se definen tres tipos de engranajes para la realización de las pruebas.

Tabla 1. Geometría engranajes plásticos.

Material	m [mm]	Z	D_p [mm]	D_e [mm]	b [mm]
Acetal	3	30	90	96	5
Nylon	3	30	90	96	5
PVC	3	30	90	96	5

¿Ud. Como diseñador que factor de seguridad recomienda para que los engranajes presenten fractura de diente?

Rta. Como la potencia se encuentra limitada por la capacidad del motor y la geometría del engranaje debe seguir los parámetros del banco, se recomienda un factor de seguridad menor o igual a la unidad para garantizar la fractura del diente.

Se realiza un análisis dinámico para conocer las fuerzas y el par de torsión presentes en los engranajes.

Tabla 2. Fuerzas y Torque de los engranajes de prueba.

Material	F_t [N]	F_r [N]	F_N [N]	T [N * m]
Acetal	307.7	112.0	327.4	13.9
Nylon	307.7	112.0	327.4	13.9
PVC	307.7	112.0	327.4	13.9

¿Qué tipos de fabricaciones para engranajes plásticos existen? Ud. como diseñador cual recomienda.

Rta. Existen varios métodos de fabricación de engranajes plásticos como: Corte laser, inyección, remoción de material, entre otros. Si se desea una fabricación en masa es recomendable producir los engranajes por inyección en molde metálico, sin embargo este método requiere una gran inversión inicial, pero es mitigada con el uso que se le puede dar a los moldes.

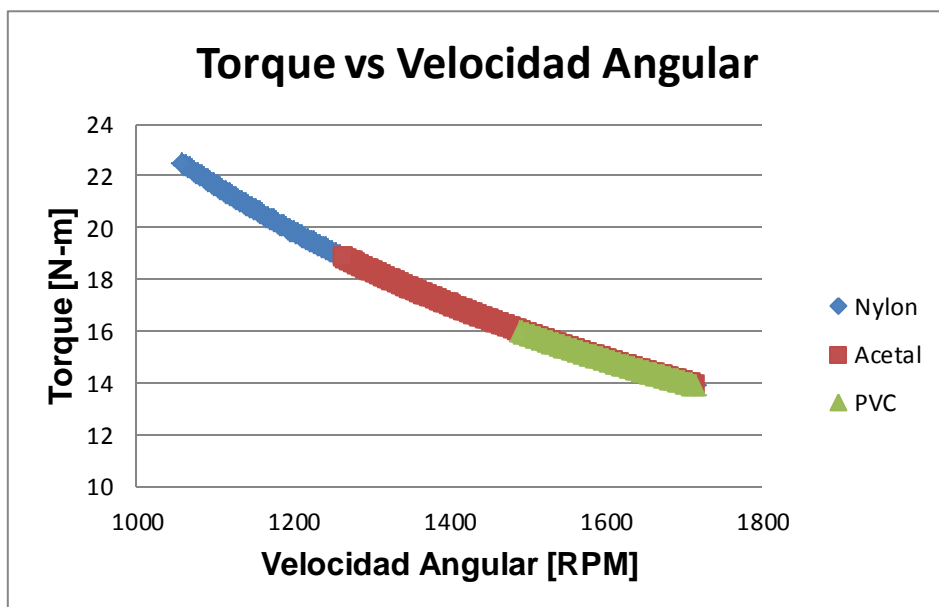
Las siguientes imágenes muestran las fallas presentes en los engranajes de prueba.



El engranaje sufre fractura de diente, además de rotura alrededor de la chaveta por concentradores de esfuerzos. También se evidencia desgaste por alta fricción entre los engranajes.

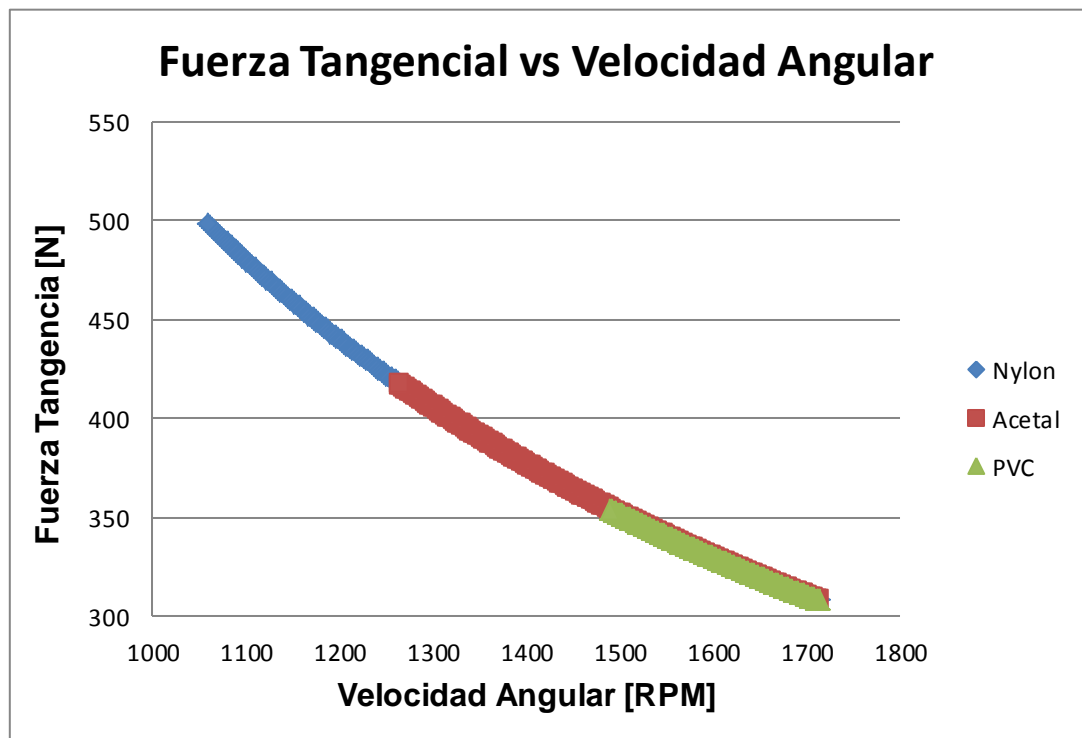
Con los datos adquiridos, se calcula la fuerza tangencial y los esfuerzos a los que son sometidos los engranajes.

Grafica 1. Torque vs Velocidad angular.



La grafica 1 muestra un comportamiento esperado, confirmando que el torque no depende del material de fabricación del engranaje si no de la geometría del mismo. El mayor torque se presenta en el nylon alcanzando un valor aproximado de $23 N * m$, mientras que el PVC requiere un torque menor alrededor de los $16 N * m$.

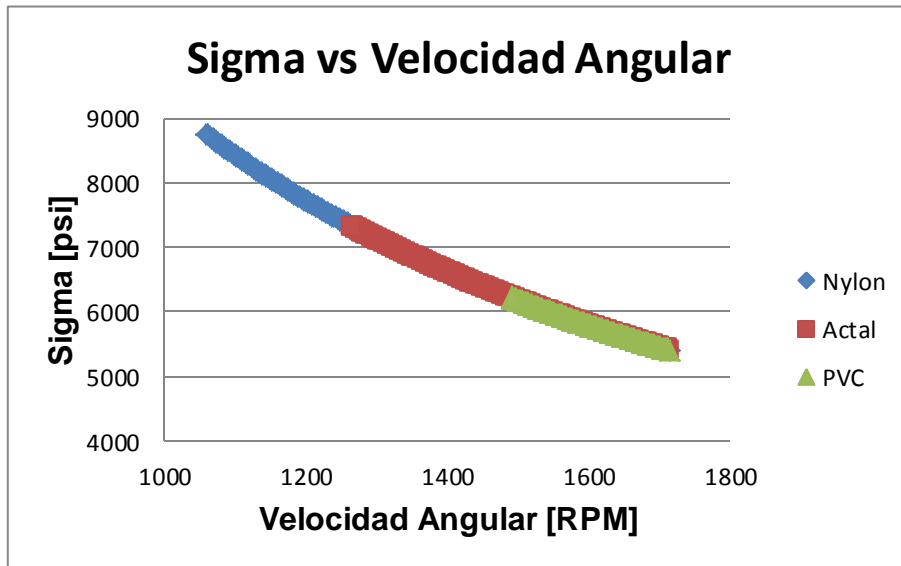
Grafica 2. Fuerza Tangencial vs Velocidad angular.



Como en la gráfica 1 la dinámica del engranaje no se ve afectada por el material de fabricación, al disminuir la velocidad angular la fuerza tangencial aumenta como lo muestra la gráfica 2, siendo el PVC el material que primero falla.

En la gráfica 3 se detalla el comportamiento del esfuerzo desde el comienzo de la experiencia hasta la fractura del diente, también se puede observar que el primer material que falla es el PVC, seguido del Acetal y por último el Nylon. Esta conducta es la esperada según los esfuerzos admisibles.

Grafica 3. Sigma vs Velocidad angular.



Sin embargo el esfuerzo experimental es aproximadamente 50% mayor al teórico, es decir que los dientes del engranaje no fallan en el momento determinado según los cálculos, los valores experimentales se suministran en la siguiente tabla:

Material	Esfuerzo Experimental [Psi]
Acetal	7328
Nylon	8732
PVC	6216

Esta variación puede deberse a dos factores:

- La materia prima tiene esfuerzo admisible mayor al otorgado en las tablas, pero en el rango suministrado por el distribuidor.
- Al no encontrarse normalizado el cálculo del esfuerzo teórico no se tienen en cuenta factores que pueden aumentar el torque requerido para la fractura del diente.

b)

Parámetro a variar: Modulo

¿Los engranajes deben ser de diferente geometría para cada variación? Si/No
¿Por qué?

Rta. En este caso la geometría del engranaje variara, al modificar el modulo y mantener el diámetro primitivo, se utiliza un solo material para la adquisición de datos confiables.

¿Se debe promediar el ancho de cara de los engranajes o puede ser diferente para cada engranaje de prueba?

Rta. El ancho de cara es promediado para que este factor no afecte la adquisición de datos en el banco de pruebas.

En la tabla 1 se presenta la geometría de los engranajes de prueba, además del material de fabricación.

Tabla 1. Geometría engranajes plásticos.

Material	m [mm]	Z	D_p [mm]	D_e [mm]	b [mm]
Acetal	2	60	120	124	6
Acetal	2.5	48	120	125	6
Acetal	3	40	120	126	6

Los planos de los engranajes se pueden observar en el Anexo F.

¿Ud. Como diseñador que factor de seguridad recomienda para que los engranajes presenten fractura de diente?

Rta. Se recomienda un factor de seguridad menor o igual a 1 para que la práctica se realice satisfactoriamente.

Se realiza un análisis dinámico para determinar las fuerzas y el par de torsión presentes en los engranajes.

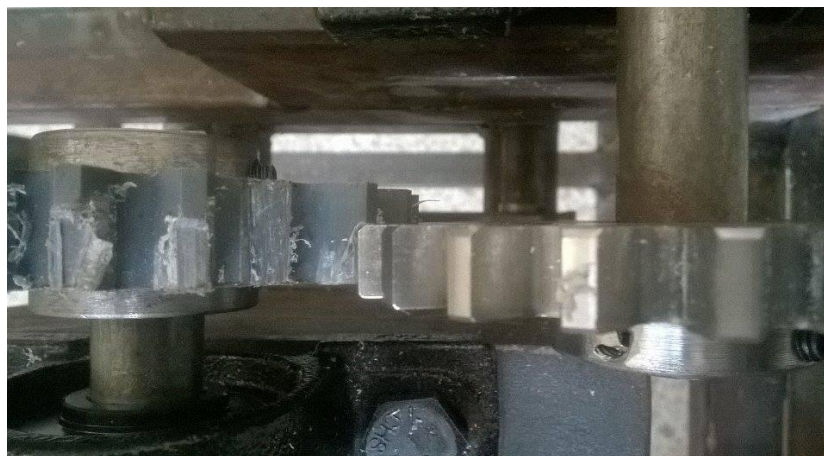
Tabla 2. Fuerzas y Torque de los engranajes de prueba.

Material	F_t [N]	F_r [N]	F_N [N]	T [N * m]
2	296.7	108.0	315.7	17.8
2.5	302.1	110.0	321.5	18.1
3	307.7	112.0	327.4	18.5

¿Qué tipos de fabricaciones para engranajes plásticos existen? Ud. como diseñador cual recomienda.

Rta. Actualmente se conocen varios métodos de fabricación para engranajes, sin embargo los engranajes plásticos no deben ser tratados de manera similar a los metálicos por el cambio de propiedades al calentarse, comúnmente se fabrican por remoción de material, sin embargo este proceso es costoso, y se recomienda fabricar engranajes por inyección de plástico.

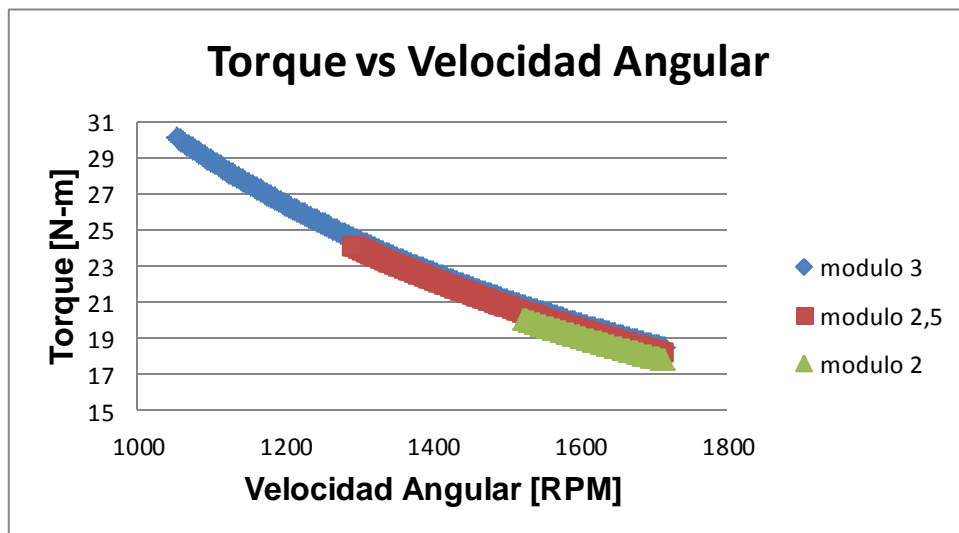
Las siguientes imágenes muestran las fallas presentes en los engranajes de Acetal.



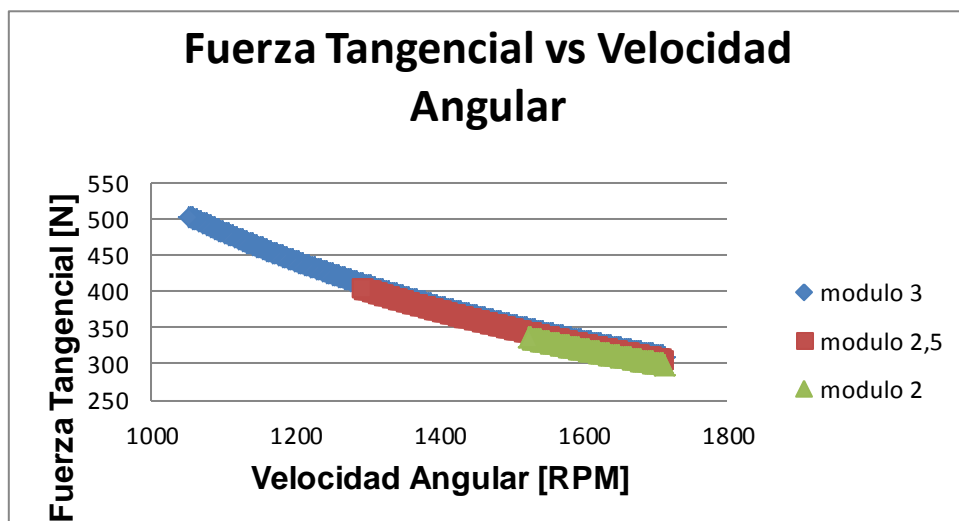
Los engranajes sufren desgaste adhesivo como también flujo plástico, además se presenta fractura de los dientes del engranaje de prueba.

Se determinan la fuerza tangencial y el esfuerzo de cada engranaje desde el comienzo de la prueba hasta que se fractura obteniendo las siguientes graficas:

Grafica 1. Torque vs Velocidad angular.



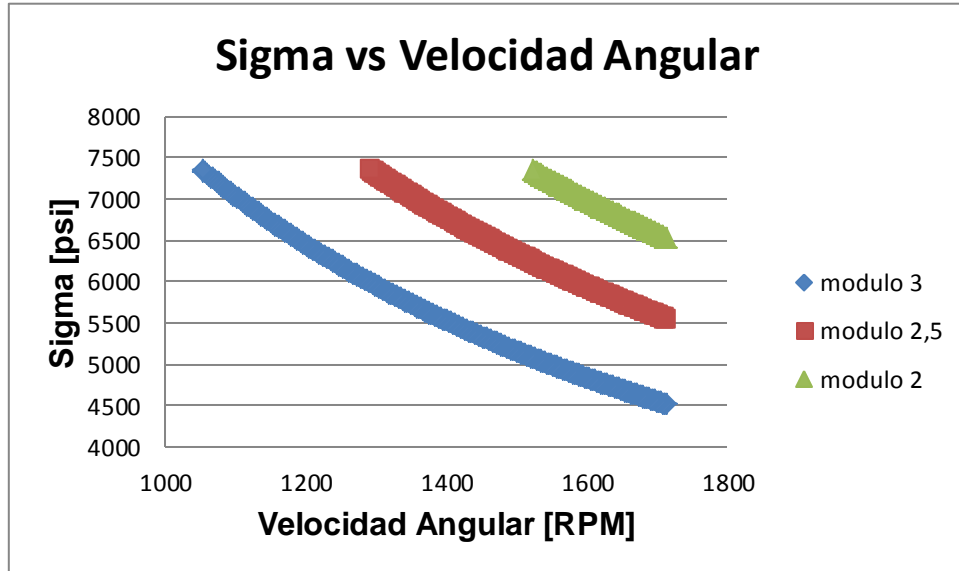
Grafica 2. Fuerza Tangencial vs Velocidad angular.



El torque y la fuerza tangencial crecen al aumentar el modulo, sin embargo este

incremento no supera el 2% y no puede ser apreciado fácilmente en las gráficas.

Grafica 3. Sigma vs Velocidad angular.



Al aumentar el modulo se requiere mayor torque para la fractura del diente, es decir se requiere frenar por un mayor periodo de tiempo que el engranaje falle. El engranaje de módulo 2 es el primero en fracturarse seguido del de 2.5 mm y finalmente por el de 3 mm.

El módulo de los engranajes no afecta el esfuerzo experimental y se encuentran en un rango preciso, sin embargo si afecta el tiempo de realizar las pruebas. Estos valores son anexados en la tabla.

Modulo	Esfuerzo Experimental [Psi]
2	7451
2.5	7384
3	7267

c)

Parámetro a variar: Ancho de cara.

¿Los engranajes deben ser de diferente geometría para cada variación? Si/No
¿Por qué?

Rta. Los engranajes son de igual geometría, el único parámetro que varía es el ancho de cara de cada engranaje, esto garantiza una adquisición de datos confiable.

¿Se debe promediar el ancho de cara de los engranajes o puede ser diferente para cada engranaje de prueba?

Rta. No se deben promediar ya que se desea el estudio del comportamiento de un engranaje al variar su ancho de cara.

Se definen tres tipos de engranajes para la realización de las pruebas.

Tabla 1. Geometría engranajes plásticos.

Material	m [mm]	Z	D_p [mm]	D_e [mm]	b [mm]
PVC	2.5	84	210	215	6
PVC	2.5	84	210	215	7
PVC	2.5	84	210	215	8

Los planos de los engranajes se pueden observar en el Anexo F.

¿Ud. Como diseñador que factor de seguridad recomienda para que los engranajes presenten fractura de diente?

Rta. Se recomienda un factor de seguridad menor o igual a 1, esto para que los engranajes fallen y no sobrecarguen el motor eléctrico, que por carencia de ventilador no extrae de manera correcta el calor generado.

Se realiza un análisis dinámico para conocer las fuerzas y el par de torsión presentes en los engranajes.

Tabla 2. Fuerzas y Torque de los engranajes de prueba.

Material	F_t [N]	F_r [N]	F_N [N]	T [N * m]
6	302.1	110.0	321.5	31.7
7	302.1	110.0	321.5	31.7
8	302.1	110.0	321.5	31.7

¿Qué tipos de fabricaciones para engranajes plásticos existen? Ud. como diseñador cual recomienda.

Rta. Existen gran variedad en los métodos de fabricación como lo son: inyección, remoción de material, corte laser, entre otros. Si se desea una fabricación en masa es recomendable producir los engranajes por inyección en molde metálico, ya que esta requiere una gran inversión inicial pero es mitigada con el uso que se le puede dar a los moldes.

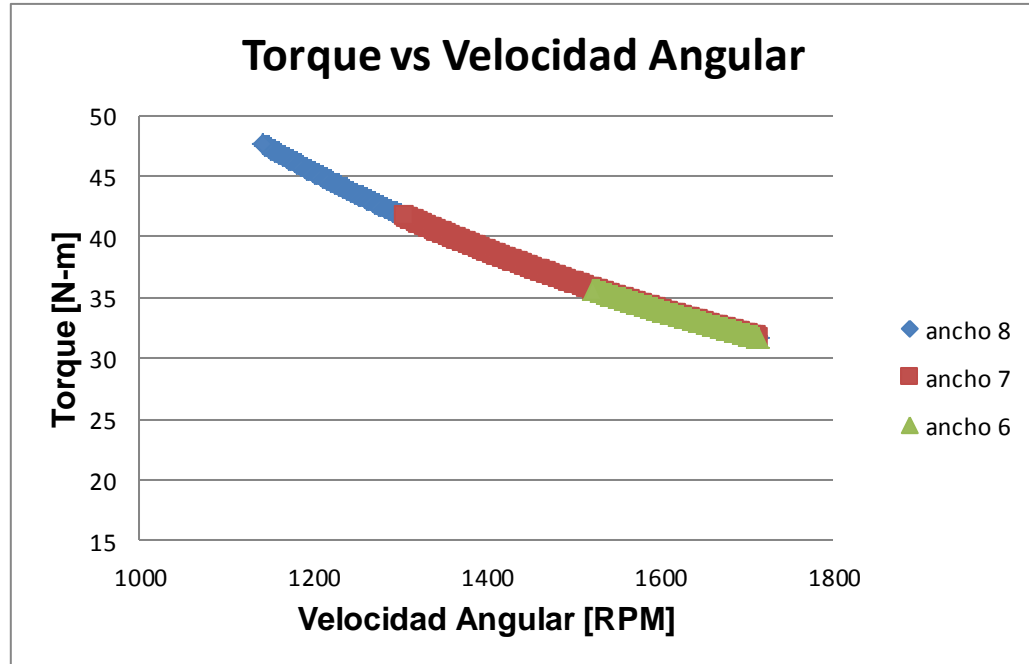
Las siguientes imágenes muestran las fallas presentes en los engranajes de prueba.



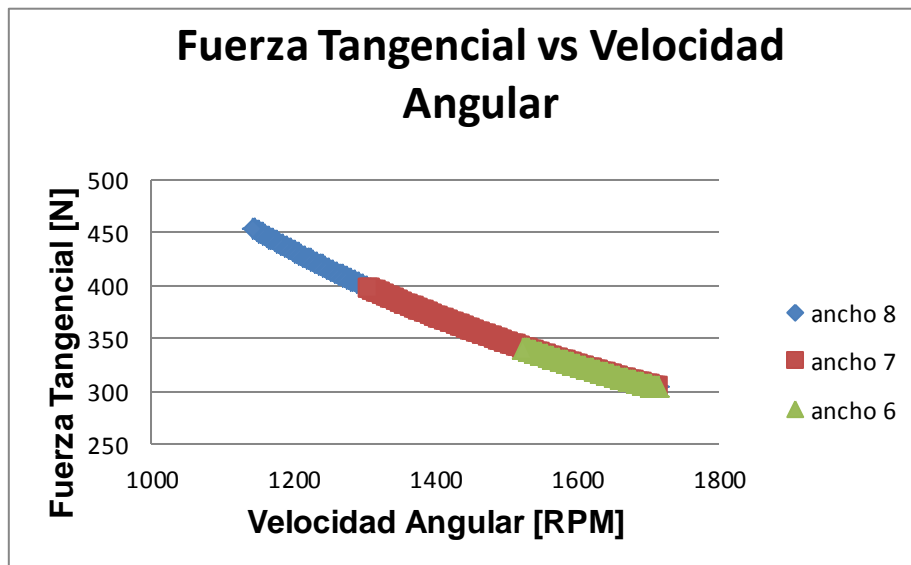
Debido al contacto entre los dientes se presenta desgaste abrasivo, flujo pastico y fractura en la raíz del diente.

Se determinan la fuerza tangencial y el esfuerzo de cada engranaje desde el comienzo de la prueba hasta que se fractura obteniendo las siguientes graficas:

Grafica 1. Torque vs Velocidad angular.

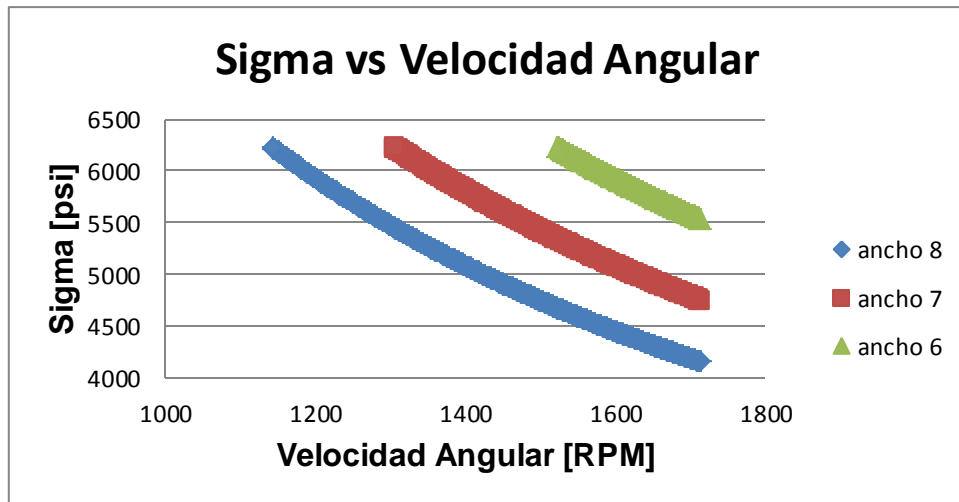


Grafica 2. Fuerza Tangencial vs Velocidad angular.



Es de esperar que el torque requerido para la fractura del diente y el factor de seguridad aumenten al incrementar el ancho de cara, debido a que existe mayor área de distribución de la carga.

Grafica 3. Sigma vs Velocidad angular.



En la gráfica 3 se muestra que entre mayor sea el ancho del diente, se requiere un lapso de tiempo más grande para que este se fracture. Como era de esperar el primer engranaje que se fractura es el de ancho de 6 mm, seguido del de 7 mm y por último el más grueso.

En la siguiente tabla se muestran los valores del esfuerzo obtenidos en la experimentación.

Ancho	Esfuerzo Experimental [Psi]
6	6196
7	6273
8	6315

Conclusiones

- La dinámica del engranaje no es dependiente del material de fabricación pero si de la geometría.
- Para garantizar el valor exacto del esfuerzo admisible, se requiere realizar pruebas de laboratorio con probetas del material.
- Se requieren realizar pruebas más exhaustivas para determinar factores que afecten el cálculo teórico del esfuerzo.
- Las fallas en los engranajes plásticos puede ocurrir por varios factores como: temperatura, fricción y sobreesfuerzos.
- El torque y la fuerza tangencial aumentan al aumentar el modulo con el que es fabricado.
- La dinámica del engranaje no depende del espesor del diente, si no de la geometría el engranaje.
- El torque necesario para la fractura del diente aumenta, al incrementar el ancho de cara del engranaje.
- Existen varios procesos de construcción de engranajes plásticos siendo la inyección de polímeros en molde metálico el más recomendado por sus bajos costos de fabricación.

Bibliografía

- HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo y SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. México: McGraw Hill, 2000. P. 423 – 826.
- MOTT. Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Person, 2006. P. 441.