



UNIVERSIDAD TECNICA DEL NORTE

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS
APLICADAS**

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCION DEL
TITULO DE INGENIERO EN MECATRÓNICA.**

TEMA:

**“DISPOSITIVO MECATRÓNICO PARA EL CULTIVO Y
COSECHA DE ROSAS”**

AUTOR:

EDISON JAVIER ACHINA PINANGO

DIRECTOR:

ING. CHRISTIAN VASQUEZ

IBARRA 2017



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

CERTIFICACIÓN DEL ASESOR

Certifico que el presente trabajo de grado **“DISPOSITIVO MECATRÓNICO PARA EL CULTIVO Y COSECHA DE ROSAS”** fue desarrollado por el egresado Edison Javier Achina Pinango, bajo mi supervisión por lo cual certifico a la verdad.

Ing. Christian Vásquez



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA IDENTIFICACIÓN DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la Universidad.

Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CEDULA DE IDENTIDAD:	1725963738		
NOMBRES Y APELLIDOS:	Achina Pinango Edison Javier		
DIRECCIÓN:	Cayambe, Ayora, Barrio Jesús del gran poder, María Auxiliadora y Guillermo Nuñez Sector Santa Clara		
EMAIL:	javimc_rap@hotmail.com		
TELÉFONO FIJO		TEL,EFONO MÓVIL	0983270898

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	DISPOSITIVO MECATRÓNICO PARA LA COSACHA Y CULTIVO DE ROSAS.
AUTOR(ES):	Achina Pinango Edison Javier
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
FECHA:	
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero en Mecatrónica
DIRECTOR:	Ing. Christian Vásquez

2. AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Edison Javier Achina Pinango, con cédula de identidad Nro. 1725963738, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en formato digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior Artículo 144.

3. CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, Enero 2018

LA AUTOR:

(Firma) 

Nombre: Edison Javier Achina Pinango

Cédula: 172596373-8

DECLARACIÓN

Yo, Edison Javier Achina Pinango, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado calificación profesional; y certificar la verdad de las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.



Edison Javier Achina Pinango

DEDICATORIA

Este trabajo primero dedico a Dios porque me ha ayudado a tener la fuerza necesaria para seguir adelante y no desmayar frente a los obstáculos que se presentaban durante mi formación, enseñándome a encarar las adversidades sin perder nunca la dignidad ni desfallecer en el intento.

A mi familia porque gracias a ellos he podido llegar a uno de mis objetivos propuestos. A mis padres por su apoyo, consejos, comprensión, cariño, incondicional, ayuda en los momentos difíciles, también por su apoyo en formarme como persona con valores, principios, carácter, y sobre todo la perseverancia, y mi coraje para conseguir mis objetivos.

“No permitas que nadie diga que eres incapaz de hacer algo, ni si quiera yo. Si tienes un sueño, debes conservarlo. Si quieres algo, sal a buscarlo, y punto” Chris Gardner.

Edison Achina

AGRADECIMIENTO

El presente trabajo de tesis quisiera agradecer a Dios por la sabiduría y las fuerzas para saltar, tropezar y superar obstáculos durante mi vida estudiantil, por darme salud y lo más importante por mantener a mi familia unida.

A la UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE por darme la oportunidad de adentrarme en la vida del conocimiento, por mi formación científica, así como mi formación como un verdadero ser humano comprometido con su pueblo que es a quienes como profesionales les debemos los frutos de nuestro arduo esfuerzo.

A mi director de tesis, Ing. Christian Vásquez por ser una guía sólida y llena de conocimientos sabios no solo como tutor sino como un maestro digno de admiración por su dedicación para con sus estudiantes y, como una excelente persona.

También como no, me gustaría agradecer infinitamente a mis maestros a quienes en momentos vimos como seres increbrantables y estrictos, a ellos les debemos todo, gracias por no darse por vencidos y por regalarnos lo que nunca nadie podrá obsequiarnos jamás, es ese regalo tan maravilloso como lo es conocimiento.

Edison Achina

ÍNDICE

CERTIFICACIÓN DEL ASESOR.....	i
AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN.....	ii
DECLARACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE ECUACIONES	xv
RESUMEN	xvii
ABSTRACT	xviii
CAPITULO I.....	1
1. PROBLEMA.....	1
1.1. Planteamiento del problema.	1
1.2. Antecedentes.	2
1.3. Justificación.	3
1.4. Importancia.	4
1.5. Objetivos.	4
1.5.1. Objetivo general.	4
1.5.2. Objetivos específicos.	4
CAPITULO II.....	6
2. MARCO TEÓRICO	6
2.1 Antecedentes investigativos.	6
2.1.1. Trabajos previos.	6
2.1.2. Maquinas existentes.....	6
2.2. La industria de las rosas en Ecuador.....	7
2.3. Análisis ergonómico.....	7
2.3.1. Evaluación de ergonomía mediante el método JSI (Job Strain Index). 7	
2.3.1.1. Aplicación del método.....	8
2.3.1.2. Intensidad de esfuerzo.	8

2.3.1.3.	Duración de esfuerzo.....	9
2.3.1.4.	Frecuencia de esfuerzos.....	9
2.3.1.5.	Postura de la muñeca.....	10
2.3.1.6.	Velocidad de trabajo.....	10
2.3.1.7.	Duración de la tarea por día.....	10
2.3.1.8.	Calculo de factores multiplicadores.....	11
2.3.1.9.	Cálculo del Strain Index.....	12
2.3.1.10.	Análisis de tarea problemática.....	13
2.3.2.	Marco legal.....	14
2.4.	Características y requerimientos mecánicos y de control.....	14
2.4.1.	Análisis de fuerzas.....	14
2.4.2.	Dimensiones de diseño.....	16
2.4.2.1.	Diámetro y longitud límite de diseño.....	16
2.5.	Sistema mecánico de transmisión de potencia.....	16
2.5.1.	Motor eléctrico corriente continua.....	16
2.5.2.	Caja reductora de velocidad.....	17
2.5.2.1.	Engranajes.....	17
2.5.2.2.	Engranajes rectos.....	17
2.5.2.3.	Engranajes cónicos.....	18
2.5.2.4.	Eje de transmisión.....	18
2.5.2.5.	Rodamientos.....	19
2.5.3.	Lubricación.....	19
2.6.	Sistema electrónico de control.....	20
2.6.1.	Arduino Nano.....	20
2.7.	Puente H.....	20
2.8.	Batería.....	21
CAPITULO III.....		22
3. DISEÑO Y PARAMETROS DEL DISPOSITIVO.....		22
3.1.	Modelo de diseño.....	22
3.2.	Análisis dinámico de la etapa de moto reducción.....	23
3.2.1.	Análisis de dimensiones, velocidades y momentos en el engranaje recto.....	23
	DATOS DEL MOTOR DC.....	26
	DATOS DEL REDUCTOR.....	26

3.3.	Diseño de caja reductora.....	28
3.3.1.	Calculo de geometría y esfuerzos en piñón cónico.....	28
3.3.1.1.	Cálculos de geometría del piñón cónico.....	28
3.3.1.1.1.	Ángulo de presión.....	29
3.3.1.1.2.	Ángulo de paso del piñón cónico.....	29
3.3.1.1.3.	Numero de dientes del piñón cónico.....	30
3.3.1.1.4.	Modulo del engranaje cónico.....	30
3.3.1.2.	Calculo de esfuerzos en engranes cónicos.....	31
3.3.2.	Selección de material para los engranajes.....	32
3.3.3.	Resistencia de materiales para el piñón cónico.....	33
3.3.3.1.	Resistencia a la fatiga por flexión corregida es (S_{fb}).....	33
3.3.3.1.1.	Factor de vida K_L	33
3.3.3.1.2.	Factor de temperatura K_T	35
3.3.3.1.3.	Factor de confiabilidad.....	36
3.3.3.1.4.	Resistencias de la AGMA para fatiga por flexión S_{fb}' en aceros	37
3.3.3.1.5.	Resistencia a la fatiga superficial S_{fc}	38
3.3.3.1.6.	Factor de vida superficial C_L	38
3.3.3.1.7.	Factor de confiabilidad C_H	38
3.3.3.1.8.	Resistencia a la fatiga superficial S_{fc}'	39
3.3.4.	Análisis de desgaste en el piñón cónico.....	39
3.3.4.1.	Coeficiente de elasticidad.....	39
3.3.4.2.	Factor de geometría de resistencia a la picadura I para el piñón cónico.....	40
3.3.4.3.	Factor de carga K_o	41
3.3.4.4.	Factor dinámico K_v	42
3.3.4.4.1.	Velocidad en línea de paso v_{et}	42
3.3.4.5.	Factor distribución de carga K_m	42
3.3.4.6.	Factor tamaño por resistencia a la picadura C_s	43
3.3.4.7.	Factor de coronamiento por picadura C_{xc}	43
3.3.4.8.	Esfuerzo en contacto en el piñón cónico.....	44
3.3.4.9.	Factor de seguridad por desgaste en el piñón cónico.....	44
3.3.4.10.	Esfuerzo de flexión del piñón cónico S_t	44
3.3.4.11.	Factor de tamaño por flexión K_s	45

3.3.4.12.	Factor de curvatura en sentido longitudinal de resistencia a la flexión K_x	45
3.3.4.13.	Factor de geometría de resistencia a la flexión J	45
3.3.4.14.	Factor de seguridad de Flexión en el piñón cónico.....	46
3.3.5.	Análisis de desgaste para el engrane cónico	46
3.3.5.1.	Factor de sobrecarga K_o del engrane cónico	46
3.3.5.2.	Esfuerzo por contacto del engrane	46
3.3.5.3.	Factor de ciclos de resistencia a la picadura del engrane .	46
3.3.5.4.	Resistencia al desgaste del engrane	47
3.3.5.5.	Factor de seguridad por desgaste del engrane cónico	47
3.3.5.6.	Esfuerzo de flexión del engrane cónico	47
3.3.5.6.1.	Paso diametral del engrane cónico.....	48
3.3.5.7.	Resistencia a la flexión del engrane cónico.....	48
3.3.6.	Diseño de piñón recto.	48
3.3.7.	Flexión en el piñón recto	50
3.3.8.	Esfuerzo de flexión en el piñón recto.	54
3.3.9.	Factor de seguridad en flexión	54
3.3.10.	Desgaste de piñón recto	55
3.3.11.	Calculo de engrane recto	57
3.3.12.	Esfuerzo de flexión en el engrane recto.....	58
3.3.13.	Factor de seguridad en flexión de engrane.....	58
3.3.14.	Esfuerzo de contacto.	59
3.3.15.	Diseño del eje	59
CAPITULO IV	74
4. DISEÑO ELECTRÓNICO Y CONTROL	74
4.1.	Fuente de alimentación.....	74
4.1.1.	Cálculo de capacidad de batería	74
4.2.	Sensor infrarrojo CNY70.....	75
4.3.	Puente H para el control de giro del motor DC.	77
4.4.	Microcontrolador y plataforma de programación.....	79
4.5.	Selección del conductor.....	79
4.6.	Selección de protección.....	80
4.7.	Tabla de etiquetas en el cableado eléctrico.....	81
CAPITULO V	82

5. CONSTRUCCION Y RESULTADOS	82
5.1. Mecanizado del sistema de trasmisión de potencia.....	82
5.2. Manufactura.....	82
5.3. Implementación de tarjeta de control.....	84
5.3.1. Procedimiento para la implementación de la tarjeta electrónica.	
84	
5.4. Guante de seguridad	86
5.5. Montaje de componentes electrónicos y mecánicos del dispositivo	87
5.6. Pruebas de funcionamiento	90
5.6.1. Diagrama del proceso de corte con el dispositivo.	91
5.6.2. Diagrama del proceso para pruebas de funcionamiento en	
campo.....	92
5.7. Análisis de aceptación	96
5.8. Costos del dispositivo	100
CAPITULO VI	102
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	102
6.1. Conclusiones	102
6.2. Recomendaciones	103
BIBLIOGRAFÍA	104
ANEXOS.....	106
ANEXO 1. Hoja de datos de la batería	107
ANEXO 2. Hoja de datos del motor	108
ANEXO 3. Hoja de datos del reductor	110
ANEXO 4. Componentes electrónicos.....	112
ANEXO 5. Programación del microcontrolador.	120

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos del colaborador.....	8
Tabla 2. Análisis de intensidad de esfuerzo	8
Tabla 3. Análisis de duración de esfuerzo.....	9
Tabla 4. Análisis de frecuencia de esfuerzos	9
Tabla 5. Análisis de postura de la muñeca.....	10
Tabla 6. Análisis de velocidad de trabajo	10
Tabla 7. Análisis de la duración de la tarea.....	11
Tabla 8. Calculo de factores multiplicadores.....	11
Tabla 9. Análisis de tarea problemática.....	13
Tabla 10. Datos de motor dc Maxon DCX32L	26
Tabla 11. Datos del reductor Maxon GPX26	26
Tabla 12. Factor de confiabilidad KR.....	36
Tabla 13. Resistencia a la fatiga por flexión.....	37
Tabla 14. Coeficiente elástico.....	40
Tabla 15. Factor de sobrecarga Ko	41
Tabla 16. Número mínimo de dientes en un piñón recto.....	49
Tabla 17. Constantes empíricas A, B Y C	52
Tabla 18. Factor de confiabilidad del acero para ejes	61
Tabla 19. Factor de tamaño de un eje.....	62
Tabla 20. Balance energético.....	74
Tabla 21. Datos sensor infrarrojo CNY70	76
Tabla 22. Datos de salida del sensor CNY70	76
Tabla 23. Calibre de cables.....	80
Tabla 24. Etiquetado de cables	81
Tabla 25. Propiedades cualitativas del ABS.....	83
Tabla 26. Lista de materiales electrónicos	84
Tabla 27. Ancho de pistas Pcb's	85
Tabla 28. Lista de materiales mecánicos.....	88
Tabla 29. Tabla de datos obtenidos en la jornada de trabajo	95
Tabla 30. Análisis de costos.....	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tijera eléctrica ELECTROCUP	6
Figura 2. Rosas ecuatorianas de exportación.	7
Figura 3. Dimensiones y fuerzas aplicadas en tijera manual	14
Figura 4. Diagrama fuerza-apertura de la mano.	15
Figura 5. Motor DC.....	17
Figura 6. Engrane recto.	18
Figura 7. Engranés cónicos.....	18
Figura 8. Eje instalado en un sistema mecánico	19
Figura 9. Lubricante de sistemas mecánicos	19
Figura 10. Diseño base de la estructura de soporte.....	23
Figura 11. Sistema de transmisión de potencia	24
Figura 12. Geometría de los engranes cónicos.....	28
Figura 13. Cargas en un piñón cónico.	31
Figura 14. Factor de vida para el piñón.....	34
Figura 15. Propiedades de lubricantes.....	35
Figura 16. Lubricante para cajas de cambios	36
Figura 17. Factor de vida superficial CL.....	38
Figura 18. Factor geométrico	41
Figura 19. Factor dinámico K_v	42
Figura 20. Factor de corrección para K_m	43
Figura 21. Factor de tamaño por resistencia a la picadura	43
Figura 22. Factor de coronamiento por picadura	44
Figura 23. Factor de tamaño por flexión.	45
Figura 24. Factor geométrico por flexión.....	45
Figura 25. Factor dinámico para engranes rectos.....	50
Figura 26. Distancias que evalúan C_{pm}	52
Figura 27. Radios de piñón recto	53
Figura 28. Factor de espesor de aro	53
Figura 29. Factor geométrico para engranes rectos	54
Figura 30. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados	55
Figura 31. Medidas de radios de engrane recto.....	57
Figura 32. Resistencia a la fatiga (s_n) en función de la resistencia a la tensión (s_u)	61
Figura 33. Cargas sobre el eje	62
Figura 34. Eje estáticamente indeterminado	63
Figura 35. Estado estático 1 del eje	64
Figura 36. Estado estático 2 del eje continuo	65
Figura 37. Diagrama resultante del eje en el plano xy	66
Figura 38. Cargas sobre el eje en el plano xz	66
Figura 39. Estado estático 1 del eje en el plano xz	67
Figura 40. Estado estático en el plano xz	68
Figura 41. Diagrama resultante del estado estático 2 en el plano xz	69
Figura 42. Diagrama de cargas y momento flector en el plano xy del eje... ..	69
Figura 43. Diagrama de cargas y momento flector en el plano xz del eje... ..	69

Figura 44. Prototipo 3D del dispositivo.....	73
Figura 45. Fuente de poder de 24 voltios.....	75
Figura 46. Sensor infrarrojo CNY70	76
Figura 47. Configuración transistor NPN.....	77
Figura 48. Arduino nano.....	79
Figura 49. Construcción de eje y engranes.....	82
Figura 50. Ruteo de circuito electrónico.....	86
Figura 51. Tarjeta electrónica final.....	86
Figura 52. Guantes de protección.....	87
Figura 53. Modelo 3D de los componentes mecánicos.....	89
Figura 54. Montaje final del dispositivo.	89
Figura 55. Ensayos de corte previos a pruebas en campo.	90
Figura 56. Trabajadora florícola asignada para las pruebas del dispositivo.	94
Figura 57. Manejo de la planta con la tijera.	94
Figura 58. Corte y enmallado de rosas	95
Figura 59. Datos 1- cuestionario de aceptación	96
Figura 60. Datos 2- cuestionario de aceptación	97
Figura 61. Datos 3- cuestionario de aceptación	98
Figura 62. Datos 4- cuestionario de aceptación	98
Figura 63. Datos 5- cuestionario de aceptación	99
Figura 64. Datos 6- cuestionario de aceptación	100

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Cálculo Job Strain Index	12
Ecuación 2. Momento y fuerza	15
Ecuación 3. Relación de velocidad en un engranaje	24
Ecuación 4. Potencia en un engranaje	24
Ecuación 5. Potencia necesaria en el motor.....	25
Ecuación 6. Potencia real suministrada por el motor.....	27
Ecuación 7. Relación de reducción.....	27
Ecuación 8. Ángulo de paso del piñón cónico	29
Ecuación 9. Distancia del cono para engranes cónicos.....	30
Ecuación 10. Ancho de cara de engranes cónicos	30
Ecuación 11. Modulo del engranaje cónico	30
Ecuación 12. Numero de dientes del engrane cónico.....	31
Ecuación 13. Radio medio para el engranaje cónico.....	31
Ecuación 14. Fuerza tangencial en engranes cónicos.....	32
Ecuación 15. Relación de engranes cónicos	32
Ecuación 16. Factor de vida	34
Ecuación 17. Factor de temperatura.....	35
Ecuación 18. Resistencia a la fatiga por flexión corregida.....	37
Ecuación 19. Factor de vida superficial CL.....	38
Ecuación 20. Resistencia a la fatiga superficial corregida	39
Ecuación 21. Coeficiente elástico.....	39
Ecuación 22. Velocidad en línea de paso	42
Ecuación 23. Factor de distribución de carga Km.....	42
Ecuación 24. Esfuerzo en contacto en un engrane	44
Ecuación 25. Factor de seguridad por desgaste.....	44
Ecuación 26. Esfuerzo por flexión de un engrane	44
Ecuación 27. Factor se seguridad por flexión	46
Ecuación 28. Factor de ciclos de resistencia a la picadura.	47
Ecuación 29. Esfuerzo de flexión de engrane	48
Ecuación 30. Paso diametral del engrane	48
Ecuación 32. Fuerza tangencial en un engrane recto.....	49
Ecuación 33. Velocidad en línea de paso de un engrane recto.....	50
Ecuación 34. Factor de distribución de carga para engranes rectos	51
Ecuación 35. Esfuerzo de flexión en un engrane recto.....	54
Ecuación 36. Factor de seguridad por flexión para engranes rectos	55
Ecuación 37. Factor de ciclos de esfuerzos	56
Ecuación 38. Factor de seguridad por desgaste en el piñón recto	57
Ecuación 39. Carga radial en un engrane cónico	59
Ecuación 40. Relación de un eje continuo.....	63
Ecuación 41. Fuerza resultante.....	70
Ecuación 42. Diámetro requerido del eje.....	70
Ecuación 43. Ecuación de diseño para ejes.....	71
Ecuación 44. Momento resultante	71
Ecuación 45. Capacidad de batería.....	75

Ecuación 46. Corriente de base del transistor.	77
Ecuación 47. Resistencia de base del transistor.	78

RESUMEN

En el sector florícola se tiene un alto índice de trastornos músculo esquelético considerando necesario implementar una adecuada intervención ergonómica para disminuir sus causas y riesgos laborales. Las personas realizan actividades físicas que implican la constante movilidad de sus dedos y muñecas utilizando tijeras manuales como herramientas de trabajo, realizan un corte firme y rápido, por prolongados periodos de tiempo y muchas veces sin tomar la precaución de que sus dedos no son visibles y pueden ser involucrados en el corte. La presente investigación tiene como objetivo el desarrollo de un dispositivo mecatrónico para el cultivo y cosecha de rosas, con el propósito de prevenir enfermedades de tipo laboral como tendinitis, síndrome de túnel carpiano y problemas en las articulaciones, además de proveer un sistema de seguridad mediante un guante que, al estar expuesto en la trayectoria de corte paraliza la acción evitando la posible mutilación de algún miembro. Los parámetros del diseño se determinaron basados en investigaciones realizadas sobre la fuerza que debe ser aplicada para el corte de tallos de las rosas, así como datos ergonómicos que limitan la geometría del dispositivo. Se realiza el diseño del sistema de transmisión al igual que el modelado de la estructura en la que se asientan los componentes mecánicos, sensores del dispositivo y material que requieren ser construidos. El diseño electrónico se enfoca en el control del motor del dispositivo y en la seguridad del operario, utilizando elementos electrónicos de fácil acceso en el mercado. La construcción del dispositivo se realizó acorde a los parámetros de diseño, mediante procesos de mecanizado e impresión 3D para las piezas mecánicas además de la implementación de la tarjeta de control y el montaje final verificando el buen funcionamiento del dispositivo. Las pruebas de funcionamiento se realizaron en plantaciones de rosas validando el diseño y resolviendo el problema para el cual fue diseñado. El dispositivo diseñado es una herramienta necesaria para el desarrollo de las actividades de cultivo y cosecha de rosas evitando trastornos musculo esqueléticos en las personas encomendadas a estas actividades, mismo que cumple con los requerimientos para su buen desempeño en el sector florícola.

ABSTRACT

In the floriculture sector, there is a high rate of musculoskeletal disorders, considering it necessary to implement an adequate ergonomic intervention to reduce their causes and occupational risks. People perform physical activities that involve the constant mobility of their fingers and wrists using manual scissors as work tools, make a firm and fast cut, for prolonged periods of time and many times without taking the precaution that their fingers are not visible and they can be involved in the cut. The objective of this investigation is the development of a mechatronic device for the cultivation and harvest of roses, with the purpose of preventing occupational diseases such as tendonitis, carpal tunnel syndrome and joint problems, as well providing a safety system through a glove that, when exposed in the cutting path, paralyzes the action avoiding the possible mutilation of any member of the body. The parameters of the design were determined based on research carried out on the force that must be applied to cut stems of the roses, as well ergonomic data that limit the geometry of the device. The design of the transmission system is carried out as well as the modeling of the structure in which the mechanical components, sensors of the device are located and material that need to be built. The electronic design focuses on the control of the motor of the device and the safety of the operator, using electronic elements easily accessible in the market. The construction of the device was carried out in accordance with the design parameters, by means of machining processes and 3D printing for the mechanical parts, in addition to the implementation of the control card and the final assembly, verifying the proper functioning of the device. The functioning tests were carried out in rose plantations validating the design and solving the problem for which it was designed. The device designed is a necessary tool for the development of activities of cultivation and harvest of roses avoiding musculoskeletal disorders in the people entrusted to these activities, which meets the requirements for its good performance in the floriculture sector.

CAPITULO I

1. PROBLEMA

1.1. Planteamiento del problema.

El acuerdo 0062 del Ministerio de Relaciones Laborales establece que, es deber primordial del estado alcanzar el objetivo número 6 del plan nacional para el buen vivir, publicado en el Suplemento del Registro Oficial N° 144 del 5 de marzo del 2010, “Garantizar el trabajo estable, justo y digno en su diversidad de formas” (Ministerio De relaciones Laborales, 2014).

La nueva Constitución consagra el respeto a la dignidad de las personas trabajadoras, a través del pleno ejercicio de sus derechos. Esto supone remuneraciones y retribuciones justas, así como ambientes de trabajo saludables y estabilidad laboral, a fin de lograr la modificación de las asimetrías referentes a la situación y condición de las y los trabajadores en todo el país (SENPLADES, 2009).

En los últimos años el cantón Cayambe se ha convertido en el mayor productor de rosas a nivel nacional teniendo a su haber un prestigio a nivel internacional otorgado a la calidad y belleza de sus rosas, en donde se involucran empresas de gran producción florícola. Para que las empresas puedan obtener un buen nivel de utilidades, el personal está obligado a cumplir con un rendimiento establecido por cada empresa, dependiendo de la producción que se tenga por temporadas, por ello y, debido al constante manejo de las tijeras por parte de los trabajadores al momento de realizar sus actividades ha provocado que contraigan lesiones óseas, articulares, musculares en las muñecas como son: Tendinitis, artritis y síndrome de túnel carpiano ya que por lo general por cada tallo de rosa se realiza tres cortes con la tijera y, sumado a ello las actividades de sanidad y limpieza de las plantas el operario realiza alrededor de 4000 cortes con su muñeca diariamente.

En la actualidad en el sector florícola cuenta con herramientas comunes que aportan al desgaste de muñecas en los trabajadores, las personas que ya llevan trabajando un largo periodo en esta actividad están propensos a sufrir enfermedades de tipo laboral y la acción por parte de las empresas

conlleva al pago de liquidaciones de acuerdo al código de trabajo que por derecho les corresponde al adquirir estas enfermedades en el cumplimiento de sus labores.

Con el propósito reducir el riesgo de enfermedades de tipo laboral debido al movimiento repetitivo que realizan los trabajadores con muñeca en el proceso de cultivo y cosecha rosas en el sector florícola se desarrollara un dispositivo mecatrónico que pueda servir a las personas como una herramienta de trabajo, confiable y al alcance de las empresas en la industria florícola, aportando al cambio de la matriz productiva en el país.

En el sector florícola se han registrado enfermedades en las muñecas de tipo laboral debido al continuo manejo de las tijeras para la producción de rosas, en la actualidad en el país no existe una solución tecnológica enfocada a prevenir este tipo de problemas para lo cual se desarrollara un dispositivo mecatrónico que sirva de herramienta de trabajo disminuyendo las importaciones de dispositivos utilizados para desarrollar actividades similares.

Determinar de los factores que conllevan a las personas dedicadas a la actividad florícola a adquirir lesiones de tipo traumáticas en sus muñecas que a la vez puede finalizar con intervenciones quirúrgicas o incapacidad de realizar sus actividades normalmente, por lo que se formula la siguiente hipótesis.

El uso de tijeras tradicionales para el cultivo y cosecha de rosas en extensas jornadas laborales es el principal causante para que el bienestar de las personas se vea afectado con la adquisición de lesiones traumáticas en sus muñecas.

1.2. Antecedentes.

En la industria florícola las personas realizan actividades físicas que implican la contante movilidad de sus muñecas utilizando tijeras como herramientas de trabajo, por lo cual se ven expuestas a sufrir lesiones traumáticas en articulaciones y tendones las mismas que pueden degenerar en intervenciones quirúrgicas e incapacidad para volver a realizar sus actividades normalmente. Por esta razón se ve la necesidad de implementar

dispositivos de ingeniería que puedan servir de apoyo a las personas al realizar sus actividades. En el país no se ha desarrollado dispositivos tecnológicos enfocados en disminuir el riesgo al que se encuentran expuestas miles personas que se dedican a la actividad florícola. Prototipos similares se han desarrollado y patentado en países europeos cuya aplicación está destinada a la poda de viñas y árboles frutales por lo cual las dimensiones de estos dispositivos no son los ideales para el cultivo de rosas ya que las plantas son más abultadas a diferencia de las viñas y árboles frutales que se encuentran en condiciones más amplias, pero además de ello el precio para adquirirlo en el Ecuador fluctúa entre los 2000 dólares siendo el límite decisivo para las empresas florícolas. Con base a estos antecedentes se pretende diseñar e implementar un dispositivo mecatrónico para el corte y cultivo de rosas basándose en parámetros ergonómicos e industriales para producir cortes en los tallos de las rosas con la fuerza y control necesarias.

1.3. Justificación.

En la industria florícola las personas realizan actividades físicas que implican la constante movilidad de sus muñecas utilizando tijeras como herramientas de trabajo, por lo cual se ven expuestas a sufrir lesiones traumáticas en articulaciones y tendones las mismas que pueden degenerar en intervenciones quirúrgicas e incapacidad para volver a realizar sus actividades normalmente. Por esta razón se ve la necesidad de implementar dispositivos de ingeniería que puedan servir de apoyo a las personas al realizar sus actividades. En el país no se ha desarrollado dispositivos tecnológicos enfocados en disminuir el riesgo al que se encuentran expuestas miles personas que se dedican a la actividad florícola. Prototipos similares se han desarrollado y patentado en países europeos cuya aplicación está destinada a la poda de viñas y árboles frutales por lo cual las dimensiones de estos dispositivos no son los ideales para el cultivo de rosas ya que las plantas son más abultadas a diferencia de las viñas y árboles frutales que se encuentran en condiciones más amplias, pero además de ello el precio para adquirirlo en el Ecuador fluctúa entre los 2000 dólares siendo el límite decisivo para las empresas florícolas. Con base a estos

antecedentes se pretende diseñar e implementar un dispositivo mecatrónico para el corte y cultivo de rosas basándose en parámetros ergonómicos e industriales para producir cortes en los tallos de las rosas con la fuerza y control necesarias.

1.4. Importancia.

Las personas en la industria florícola han adquirido enfermedades de diferente tipo entre las cuales se encuentran problemas debido al constante manejo de las tijeras lo cual hace necesaria la implementación de un dispositivo que pueda prevenir los daños en las manos de los trabajadores ya que para las empresa florícolas constituyen perdidas económicas al tener que pagar grandes liquidaciones, las personas con problemas en sus manos sufren de cansancio y dolor en ellas por lo cual no está en la capacidad de realizar sus actividades con el tiempo y calidad correctos, ocasionando daños en las plantas que afectan a la producción de la empresa y en muchos de los casos las empresas se ven obligados a despedir a sus empleados como única solución viable para esta, existen terapias de rehabilitación para estos problemas y al no haber una herramienta tecnológica que ayude a las personas a realizar sus labores de manera distinta y sobre todo segura, significaría que al terminar su periodo de rehabilitación ya no podrá volver a trabajar en esta actividad siendo un daño importante para la economía de muchas familias ya que en sectores como Cayambe y Tabacundo la industria florícola es la fuente de trabajo más importante y en muchos casos la única fuente de ingresos para los hogares.

1.5. Objetivos.

1.5.1. Objetivo general.

- ✓ Diseñar y construir un dispositivo mecatrónico para el corte y cultivo de rosas.

1.5.2. Objetivos específicos.

- ✓ Determinar las características y requerimientos del dispositivo a diseñarse.

- ✓ Diseñar el sistema mecánico y de control a fin de que brinde la fuerza y control requeridos en la actividad florícola.
- ✓ Construir los circuitos electrónicos y componentes mecánicos de dispositivo mediante procesos de manufactura.
- ✓ Ensamblar los componentes mecánicos, electrónicos y de control del dispositivo.
- ✓ Validar el diseño y construcción del dispositivo.

CAPITULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes investigativos.

En este capítulo se analizan conceptos esenciales necesarios para el desarrollo del proyecto.

2.1.1. Trabajos previos.

En la actualidad existen maquinas similares en el extranjero en marcas como son Electrocup y Arvipo cuya aplicación es orientada al cultivo de viñas y árboles frutales, a nivel nacional no existen trabajos destinados a fines similares.

2.1.2. Maquinas existentes.

Hoy en día las actividades en el área de cultivo y cosecha en el sector florícola son realizadas mediante el uso de herramientas netamente manuales, para lo cual el uso de dispositivos tecnológicos aportaría en la reducción de enfermedades de tipo laboral en el sector.

Se toma como ejemplo la máquina ELECTROCUP es una tijera que en la actualidad cuenta con cabezales intercambiables para una mayor versatilidad. Corte Médium y Corte Maxi para cortes en árboles y transformación de viña a poda Guyot. Realiza cortes rápidos y limpios. La más rápida, menor peso y *mayor capacidad de corte*. (Agrobimer, 2016). Este dispositivo está diseñado para trabajos con viñas y frutales de tallos más robustos que requieren mayor fuerza de corte por parte de la máquina por lo que su elevado costo es un limitante para las empresas florícolas, además de que al ser una empresa extranjera no contaría con asesoría o mantenimiento técnico inmediato en caso de averías.



Figura 1. Tijera eléctrica ELECTROCUP

Fuente: (IFAMCO, 2016).

2.2. La industria de las rosas en Ecuador.

El Ecuador es un país privilegiado por su ubicación geográfica que le brinda las condiciones ideales para la producción de rosas con un buen nivel de aceptación en el mercado internacional por su belleza y calidad.

Ecuador es un gran productor de rosas, las cuales son muy hermosas y son consideradas las mejores del mundo por sus gruesos tallos, botones grandes, destacando en ellas sus hermosos colores como se muestran en la figura 2, además de una vida prolongada después de su cosecha; lo que las hace más atractivas a los ojos de los demandantes en otros países. (PUCE, 2016).

Las zonas de mayor producción se asientan en los cantones Cayambe y Pedro Moncayo debido a la fertilidad de sus suelos y sus importantes fuentes hídricas siendo factores de gran importancia para el crecimiento de la actividad florícola.



Figura 2. Rosas ecuatorianas de exportación.

Fuente: (Rosadex, 2016).

Los principales destinos de las rosas ecuatorianas son países como Estados Unidos, Canadá, Países bajos, Ucrania, España y sobre todo el mercado de Rusia.

2.3. Análisis ergonómico.

La ergonomía es una recolección de conocimientos científicos enfocados a la adaptación del trabajo a las capacidades y limitaciones de las personas.

2.3.1. Evaluación de ergonomía mediante el método JSI (Job Strain Index).

JSI (Índice de esfuerzo laboral) es un método de evaluación de puestos de trabajo que permite valorar si los trabajadores que los ocupan están

expuestos a desarrollar desórdenes traumáticos acumulativos en la parte distal de las extremidades superiores debido a movimientos repetitivos.

(Diego-Mas, 2016)

El método relaciona el análisis de la mano, muñeca, antebrazo y codo basado en la medición de 6 variables que derivan de principios fisiológicos y biomecánicos.

2.3.1.1. Aplicación del método

Para el desarrollo del análisis pedimos la colaboración de una trabajadora agrícola con gran experiencia en la actividad florícola en la empresa ROSAS LAND.

Tabla 1. Datos del colaborador

DATOS DEL COLABORADOR	
Actividad:	Cosecha de rosas
Encargado:	Rosa Landeta
Número de cedula	1711079515
Edad:	43 años
Antigüedad en el puesto:	20

2.3.1.2. Intensidad de esfuerzo.

Estimación cualitativa del esfuerzo necesario para realizar el corte de los tallos de las rosas el esfuerzo no es de gran magnitud.

Tabla 2. Análisis de intensidad de esfuerzo

Intensidad de esfuerzo	%MS ²	EB ¹	Esfuerzo percibido	Valor
Ligero	<10%	<=2	Escasamente perceptible, esfuerzo relajado	1
Un poco duro	10%-29%	3	Esfuerzo perceptible	2
Duro	30%-49%	4-5	Esfuerzo obvio; sin cambio en la expresión facial	3
Muy duro	50%-79%	6-7	Esfuerzo importante; cambios en la expresión facial	4
Cercano al máximo	>=80%	>7	Uso de los hombros o tronco para generar fuerzas	5

Fuente: (Diego-Mas, 2016).

2.3.1.3. Duración de esfuerzo.

La duración del esfuerzo se calcula midiendo la duración de todos los esfuerzos realizados por el trabajador florícola durante el periodo de observación.

La duración del esfuerzo que se realiza para cortar un tallo es por fracciones de segundo por lo cual el tiempo estimado es 0,5 s en un tiempo de observación de 3 minutos.

En el tiempo de observación el trabajador florícola realiza 29 cortes dándonos un tiempo de duración de esfuerzo 14,4 s

Duración de esfuerzo = $14,4 \text{ s} (100)/180 \text{ s} = 8 \%$ con lo cual la valoración del análisis por duración de esfuerzo es 1

Tabla 3. Análisis de duración de esfuerzo

% Duración del esfuerzo	Valoración
<10%	1
10%-29%	2
30%-49	3
50%-79%	4
80%-100%	5

Fuente: (Diego-Mas, 2016)

2.3.1.4. Frecuencia de esfuerzos.

Este cálculo se realiza de acuerdo al número de cortes realizados por minuto por parte del trabajador florícola que por lo general es 3.5 tallos por minuto además de dos cortes adicionales para limpiar el tallo de residuos dando un total de 10,5 cortes por minuto.

Esfuerzos por minuto = 10,5/min

Tabla 4. Análisis de frecuencia de esfuerzos

Esfuerzos por minuto	Valoración
<4	1
4-8	2
9-14	3
15-19	4
≥ 20	5

Fuente: (Diego-Mas, 2016)

2.3.1.5. Postura de la muñeca.

Estimación de la posición anatómica de la mano. Se evalúa la desviación de la muñeca respecto de la posición neutra, tanto en flexión-extensión como en desviación lateral.

Tabla 5. Análisis de postura de la muñeca.

Postura muñeca	Extensión	Flexión	Desviación	Postura percibida	Valoración
Muy buena	0°-10°	0°-5°	0°-10°	Perfectamente neutral	1
Buena	11°-25°	6°-15°	11°-15°	Cercana a la neutral	2
Regular	26°-40°	16°-30°	16°-20°	No neutral	3
Mala	41°-55°	31°-50°	21°-25°	Desviación importante	4
Muy mala	>55°	>50°	>25°	Desviación extrema	5

Fuente: (Diego-Mas, 2016)

2.3.1.6. Velocidad de trabajo.

Estimación cualitativa de la velocidad con la que el trabajador realiza los cortes.

Tabla 6. Análisis de velocidad de trabajo

Ritmo	Comparación con MTM-1	Velocidad percibida	Valor
Muy lento	≤80%	Ritmo extremadamente relajado	1
Lento	81%-90%	Ritmo lento	2
Regular	91%-100%	Velocidad de movimientos normal	3
Rápido	101%-115%	Ritmo impetuoso pero sostenible	4
Muy rápido	>115%	Ritmo impetuoso y prácticamente insostenible	5

Fuente: (Diego-Mas, 2016)

2.3.1.7. Duración de la tarea por día.

El trabajador por lo general realiza la actividad durante 8 horas que dura la jornada laboral promedio.

Tabla 7. Análisis de la duración de la tarea

Duración de la tarea en horas	Valoración
<1	1
1-2	2
2-4	3
4-8	4
>=8	5

Fuente: (Diego-Mas, 2016)

2.3.1.8. Cálculo de factores multiplicadores.

Una vez realizado el análisis en los trabajos florícolas y establecido ponderaciones a las variables se determina el valor de los multiplicadores para lo cual se hace uso de la tabla 8.

Tabla 8. Cálculo de factores multiplicadores.

<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Intensidad del esfuerzo</th> </tr> <tr> <th>Valoración</th> <th>IE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>6</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>13</td> </tr> </tbody> </table>	Intensidad del esfuerzo		Valoración	IE	1	1	2	3	3	6	4	9	5	13	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">% de duración del esfuerzo</th> </tr> <tr> <th>Valoración</th> <th>DE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>3</td> </tr> </tbody> </table>	% de duración del esfuerzo		Valoración	DE	1	0,5	2	1	3	1,5	4	2	5	3
Intensidad del esfuerzo																													
Valoración	IE																												
1	1																												
2	3																												
3	6																												
4	9																												
5	13																												
% de duración del esfuerzo																													
Valoración	DE																												
1	0,5																												
2	1																												
3	1,5																												
4	2																												
5	3																												
<p>A) Intensidad de esfuerzo</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Esfuerzos por minuto</th> </tr> <tr> <th>Valoración</th> <th>EM</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>3</td> </tr> </tbody> </table>	Esfuerzos por minuto		Valoración	EM	1	0,5	2	1	3	1,5	4	2	5	3	<p>B) Porcentaje de duración de esfuerzo</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">% postura mano-muñeca</th> </tr> <tr> <th>Valoración</th> <th>HWP</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>3</td> </tr> </tbody> </table>	% postura mano-muñeca		Valoración	HWP	1	1	2	1	3	1,5	4	2	5	3
Esfuerzos por minuto																													
Valoración	EM																												
1	0,5																												
2	1																												
3	1,5																												
4	2																												
5	3																												
% postura mano-muñeca																													
Valoración	HWP																												
1	1																												
2	1																												
3	1,5																												
4	2																												
5	3																												
<p>C) Esfuerzo por minuto</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Velocidad de trabajo</th> </tr> <tr> <th>Valoración</th> <th>SW</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>2</td> </tr> </tbody> </table>	Velocidad de trabajo		Valoración	SW	1	1	2	1	3	1	4	1,5	5	2	<p>D) Postura mano-muñeca</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Duración por día</th> </tr> <tr> <th>Valoración</th> <th>DD</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0,25</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>0,75</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>1,5</td> </tr> </tbody> </table>	Duración por día		Valoración	DD	1	0,25	2	0,5	3	0,75	4	1	5	1,5
Velocidad de trabajo																													
Valoración	SW																												
1	1																												
2	1																												
3	1																												
4	1,5																												
5	2																												
Duración por día																													
Valoración	DD																												
1	0,25																												
2	0,5																												
3	0,75																												
4	1																												
5	1,5																												
<p>E) Velocidad de trabajo</p>	<p>F) Duración de esfuerzo por día</p>																												

Fuente: (Diego-Mas, 2016).

2.3.1.9. Cálculo del Strain Index

El Job Strain Index se calcula mediante la aplicación de la ecuación 1 y los valores obtenidos en la tabla 8 acorde a los valores considerados en la sección 2.3.1:

Ecuación 1. Cálculo Job Strain Index

$$JSI = IE \cdot DE \cdot EM \cdot HWP \cdot SW \cdot DD$$

Fuente: (Savedra Luis, 2016)

$$JSI = (3) \cdot (0,5) \cdot (1,5) \cdot (1,5) \cdot (1,5) \cdot (1)$$

$$JSI = 5,06$$

La ecuación es el producto de 6 factores:

- La intensidad del esfuerzo (IE)
- La duración del esfuerzo (DE)
- Los esfuerzos realizados por minuto (EM)
- La postura mano/muñeca (HWP)
- El ritmo de trabajo (SW)
- La duración por día de la tarea (DD)

La valoración de la puntuación obtenida se realiza en base al siguiente criterio:

- Valores de JSI inferiores o iguales a 3 indican que la tarea es probablemente segura.
- Puntuaciones superiores o iguales a 7 indican que la tarea es probablemente peligrosa.
- En general, puntuaciones superiores a 5 están asociadas a desórdenes músculo-esqueléticos de las extremidades superiores (Diego-Mas, 2016)

El resultado del JSI muestra como resultado un valor de 5.06 lo que demuestra que la actividad de cosecha y cultivo de rosas se encuentra asociada a desordenes músculo-esqueléticos de las extremidades superiores.

2.3.1.10. Análisis de tarea problemática.

Tabla 9. Análisis de tarea problemática

Metodología utilizada:

- Método JSI

Tarea problemática:

- Flexión y extensión de la muñeca de forma repetitiva.
- Compresión realizada por la muñeca de forma repetitiva.

Descripción de la tarea problemática:

El trabajador realiza la tarea de cosecha y cultivo aplicando fuerza continuamente en sus muñecas lo que constituye en un riesgo ergonómico al ser una actividad repetitiva durante una jornada laboral de 8 horas con instrumentos tradicionales y netamente manuales.

Causas determinantes:

- La adopción herramientas manuales para el desarrollo de las actividades.
- La gran cantidad de cortes realizados en un rango de tiempo muy corto.

Mejoras, propuestas:

- Desarrollar un dispositivo mecatrónico que pueda servir a los colaboradores de las empresas a realizar sus actividades de corte y cultivo de rosas con menor esfuerzo y reduciendo el riesgo ergonómico para su integridad física.
- Diseñar un dispositivo que se ajuste a las necesidades de la actividad florícola de tal manera que sea fácil su manejo con el uso de guantes de cuero los cuales son necesarios para evitar heridas al manejar plantas con espinos durante la jornada de trabajo.
- Crear un dispositivo que utilice cuchillas existentes para el cultivo de rosas siendo necesaria una buena disponibilidad en caso de que se desee reemplazarlas además de, estar conformado en gran parte por componentes de fácil acceso en el mercado y ser desmontable para su fácil mantenimiento.

2.3.2. Marco legal.

La Constitución Política de la República del Ecuador, Artículo 326, numeral 5 establece que “Toda persona tendrá derecho a desarrollar sus labores en un ambiente adecuado y propicio, que garantice su salud, integridad, seguridad, higiene y bienestar”

El Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social, en la resolución CD 333, establece que: “Es necesario contar con las herramientas que regulen la ejecución del SISTEMA DE AUDITORÍA DE RIESGOS DEL TRABAJO – “SART” a cargo del Seguro General de Riesgos del Trabajo, como medio de verificación del cumplimiento de las empresas u organizaciones, empleadores que provean ambientes saludables y seguros a los trabajadores y que, de esta manera, cooperen a la excelencia organizacional.”

2.4. Características y requerimientos mecánicos y de control

2.4.1. Análisis de fuerzas

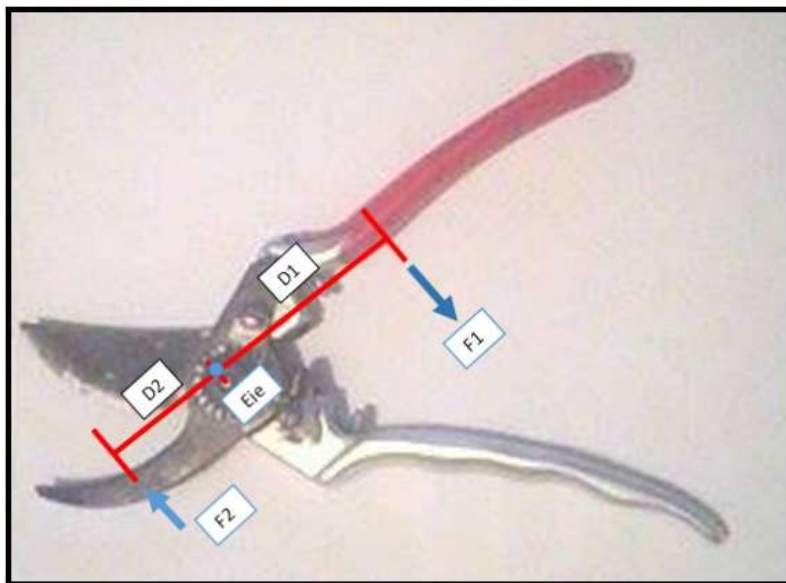


Figura 3. Dimensiones y fuerzas aplicadas en tijera manual

La literatura internacional deduce que el máximo agarre para estas herramientas es aproximadamente de **9.0719 kgf** (20 lbf) mediante el desarrollo de un análisis dinamométrico con tijeras mecánicas tradicionales. (Savedra Luis, 2016).

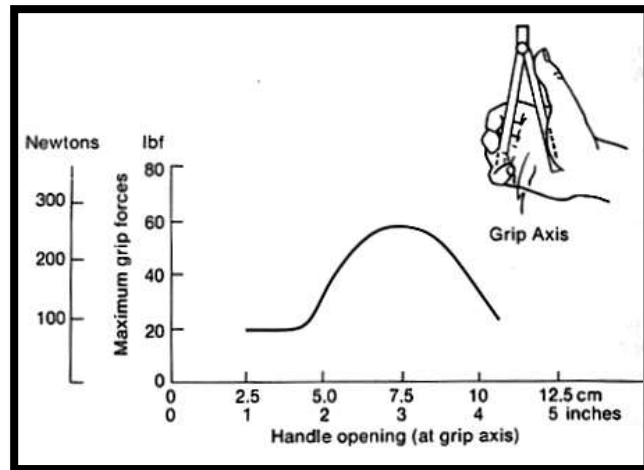


Figura 4. Diagrama fuerza-apertura de la mano.

Fuente: (Savedra Luis, 2016).

Existieron esfuerzos de hasta 30,18kgf promedio lo cual fue equivalente a un 332.7% de esfuerzo externo recomendado en la literatura internacional (Savedra Luis, 2016). Siendo una fuerza de 295 N aplicadas en el mango de la tijera manual, por lo tanto, se debe calcular la fuerza de corte necesario en el punto de corte de la cuchilla basándose en la geometría de la tijera mostrada en la figura 3 teniendo como datos: la distancia entre el punto y el eje de la tijera, del mismo modo la distancia entre el eje y el punto de aplicación de la fuerza en el mango de la tijera.

$$D1 = 0.06m \quad F1 = 295N$$

$$D2 = 0.04m$$

Para obtener la fuerza necesaria en el punto de corte se aplica la ecuación de momento y fuerza

Ecuación 2. Momento y fuerza

$$M = F \cdot D$$

En primera instancia se calcula el momento aplicado a la tijera.

$$Mt = F1 \cdot D1$$

$$Mt = 295N \cdot 0,06m$$

$$Mt = 17,7Nm$$

Una vez obtenido el dato del momento aplicado a la tijera es posible calcular la fuerza F_2 necesaria en el punto de corte D_2 .

$$F_2 = \frac{Mt}{D_2}$$

$$F_2 = \frac{17,7Nm}{0,04m}$$

$$F_2 = 442,5N$$

La velocidad de corte del dispositivo tiene que ajustarse a la frecuencia con la cual se realizan los cortes en la actividad florícola, analizados en la sección 2.3.4.1. Siendo esta de 10.5 cortes por minuto. La apertura de la tijera es de 60° (0.194 rev) y tomando 1 segundo como tiempo límite para que este ciclo se lleve a cabo se tiene.

$$w_c = \frac{0.33rev}{1s} \cdot \frac{60s}{1min} = 19,8 rpm$$

Esta velocidad de corte teóricamente nos permite realizar los 10.5 cortes necesarios en 10.5 segundos, pero teniendo en cuenta que la velocidad no puede ser un limitante para el dispositivo se tomara como base de diseño 30 rpm en el caso de que el operador requiera una velocidad mayor que la necesaria.

$$w_r = 30 rpm$$

2.4.2. Dimensiones de diseño

2.4.2.1. Diámetro y longitud límite de diseño.

El diámetro del mango debe oscilar entre 25 y 40 mm y su longitud debe ser de aproximadamente 100 mm. (Mateus, 2006).

2.5. Sistema mecánico de transmisión de potencia

2.5.1. Motor eléctrico corriente continua.

Un motor de corriente continua es una maquina eléctrica que convierte la energía eléctrica y suministra energía mecánica.

Sus características los hacen una de las maquinas eléctricas más versátiles en aplicaciones de control, automatización industrial y robótica.



Figura 5. Motor DC

Fuente: (MOTORS, 2016)

2.5.2. Caja reductora de velocidad

Se denomina caja reductora a un mecanismo de transmisión de potencia comúnmente conformado por engranajes cuyo fin es de reducir la velocidad del eje de un motor e incrementar su par de fuerza y mantenerla en el rango ideal para el funcionamiento de ciertas máquinas y dispositivos.

2.5.2.1. Engranajes

Son ruedas dentadas cuya aplicación principal es la transmisión de potencia entre ejes.

- **Ley fundamental del engranaje:** La razón de la velocidad angular entre los engranes de un engranaje debe ser constante a lo largo del acoplamiento. (NORTON, 2011).

2.5.2.2. Engranajes rectos

Los engranes rectos tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos, el engrane recto es el más sencillo, razón por la cual se usará para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes. (Nisbett, 2012).



Figura 6. Engrane recto.

Fuente: (Industry, 2016).

2.5.2.3. Engranajes cónicos

Los engranes cónicos presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean sobre todo para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan. (NORTON, 2011).

El ángulo entre sus ejes puede ser de cualquier valor aunque en la mayoría de casos este es de 90 grados como se indica en la figura 7y sus dientes pueden ser construidos mediante fresa, fundición o se generan siendo este el método más exacto.

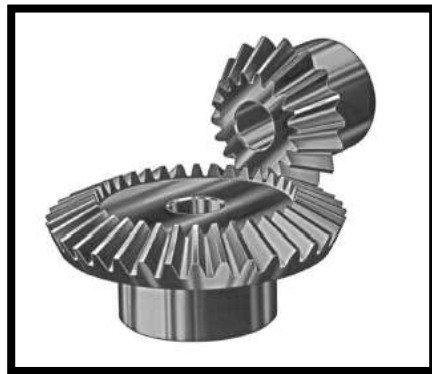


Figura 7. Engranajes cónicos

Fuente: (NORTON, 2011).

2.5.2.4. Eje de transmisión

En la figura 8 se muestra un ejemplo de un eje de transmisión (o árbol) que es un componente de dispositivos mecánicos que transmite movimiento rotatorio y potencia desde un primotor que puede ser un motor eléctrico o de

combustión a otras partes giratorias de los sistemas mecánicos. (MOTT, 2006).

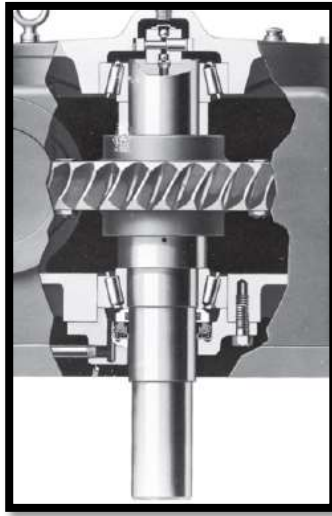


Figura 8. Eje instalado en un sistema mecánico

Fuente: (NORTON, 2011).

2.5.2.5. Rodamientos

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas y un camino de rodadura esférico común en el aro exterior. Los rodamientos son insensibles a la desalineación angular del eje en relación con el soporte.

2.5.3. Lubricación

Es un método con el cual se busca reducir la fricción, sobrecalentamiento y desgaste de entre componentes de sistemas mecánicos que tienen movimiento respecto de otros como por ejemplo cajas de transmisión de potencia mediante la adición de sustancias como aceites o grasas como se muestra en la figura 9..



Figura 9. Lubricante de sistemas mecánicos

2.6. Sistema electrónico de control.

Es necesario controlar el movimiento de la cuchilla a fin de que el dispositivo pueda realizar las actividades de cosecha y cultivo de rosas ayudado de sensores que indiquen la posición de cuchilla.

2.6.1. Arduino Nano

Para el control del dispositivo es necesario contar con un software y hardware que nos posibilite la lectura y manipulación de variables que permiten el accionamiento del sistema motor y cuyo tamaño sea el apropiado para tipo de montaje requerido.

El Arduino Nano es una pequeña y completa placa basada en el ATmega328 (Arduino Nano 3.0) o el ATmega168 en sus versiones anteriores (Arduino Nano 2.x) que se usa conectándola a una protoboard. (Electronilab, 2017)

Sus características son:

- Microcontrolador: Atmel ATmega328 (ATmega168 versiones anteriores)
- Tensión de Operación (nivel lógico): 5 V
- Tensión de Entrada (recomendado): 7-12 V
- Tensión de Entrada (límites): 6-20 V
- Pines E/S Digitales: 14 (de los cuales 6 proveen de salida PWM)
- Entradas Analógicas: 8 Corriente máx por cada PIN de E/S: 40 mA
- Memoria Flash: 32 KB (ATmega328) de los cuales 2KB son usados por el bootloader (16 KB – ATmega168)
- SRAM: 2 KB (ATmega328) (1 KB ATmega168)
- EEPROM: 1 KB (ATmega328) (512 bytes – ATmega168)
- Frecuencia de reloj: 16 MHz
- Dimensiones: 18,5mm x 43,2mm

2.7. Puente H

El puente H o puente en H es un circuito electrónico que permite a un motor eléctrico DC girar en ambos sentidos, avanzar y retroceder y su gran mayoría vienen hechos en algunos circuitos integrados. También se pueden

construir a partir de componentes discretos dependiendo de la capacidad y características de los motores a ser controlados, así como también para ambientes de distintas aplicaciones tanto educativas como industriales.

2.8. Batería

La batería es un dispositivo que convierte la energía química en eléctrica con un sinnúmero de aplicaciones y con gran gama entre sus propiedades y capacidades, siendo necesario su uso ya que el dispositivo necesariamente trabajara de manera portátil.

CAPITULO III

3. DISEÑO Y PARAMETROS DEL DISPOSITIVO

3.1. Modelo de diseño

En la actualidad existen varios tipos de tijeras en el mercado, desde tijeras manuales hasta tijeras eléctricas las cuales incorporan un elemento motor, un sistema de transmisión y un sistema de control que actúan sobre la cuchilla de corte de la tijera.

En el estudio se toma un modelo de tijera eléctrica a nombre de Ulpiano Molano Merino tomado de: (MARCAS, 2016).

Las tijeras comprenden un sencillo y practico mecanismo para transmitir el movimiento desde el eje del motor que incorpora hasta un piñón cónico que transmite el movimiento median piñones rectos. Normalmente, las tijeras realizan un ciclo automático de cierre y apertura, una vez que actúa sobre un gatillo con el fin de llevar a cabo el corte de un tallo.

Las tijeras cuentan con un medio de seguridad para de alguna manera evitar su actuación involuntaria y también medios de seguridad para evitar una sobrecarga en los elementos electrónicos cuando existe u ocurre un esfuerzo mayor de lo normal al momento de realizar el corte de mayor dureza y grosor de lo normal.

Para lograr los objetivos y evitar los inconvenientes antes mencionados, la inversión propone unas tijeras eléctricas para corte y cultivo, que se caracterizan porque incluyen en principio un equipo electrónico de control de un elemento motor de corriente continua que gira en ambos sentidos a fin de poder realizar el cierre y apertura de las tijeras cuando se actúa sobre un gatillo, de esta manera cada vez que actúa sobre el gatillo ubicado cerca del mango , normalmente se produce un ciclo completo de cierre y apertura de unas tijeras para llevar a cabo el corte de un objeto que es el corte y cultivo de las rosas.

3.2. Análisis dinámico de la etapa de moto reducción

De acuerdo al modelo de diseño seleccionado el dispositivo cuenta con un motor dc controlado, acoplado a un sistema mecánico de reducción y transmisión de potencia.

3.2.1. Análisis de dimensiones, velocidades y momentos en el engranaje recto.

Para el desarrollo de esta etapa nos basamos en los datos obtenidos en la sección 2.4.1, que son los requerimientos del dispositivo además de los diámetros de las ruedas dentadas que fueron impuestos acorde a las restricciones geométricas del mango que es de 40mm y al pre diseño de la estructura de soporte como se indica en la figura 10.

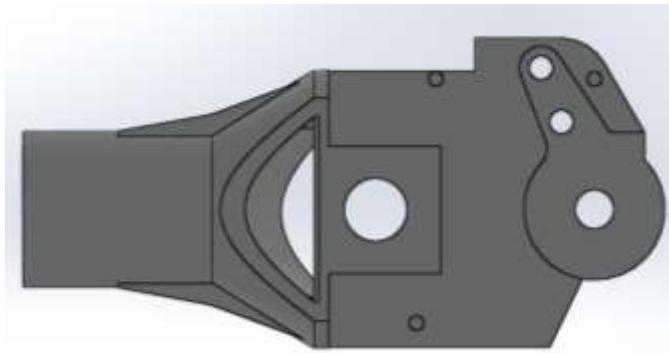


Figura 10. Diseño base de la estructura de soporte

En el caso de los engranes, diámetros muy grandes podrían ocasionar un aspecto desproporcional del dispositivo por lo tanto los diámetros dispuestos para las redas ruedas dentadas son:

Radio medio del piñón cónico $dp1 = 0,0176m$

Radio medio del engrane cónico $de1 = 0,035m$

Diámetro primitivo del piñón recto $dp2 = 0,020m$

Diámetro primitivo del engrane recto $de2 = 0,070m$

El momento o par de fuerza necesario en la cuchilla:

$$Mt = 17,7Nm$$

La velocidad con la cual va a cortar el dispositivo es.

$$wr = 30rpm$$

En el diseño la cuchilla va acoplada al engrane recto por lo cual la velocidad y momento para este son los mismos.

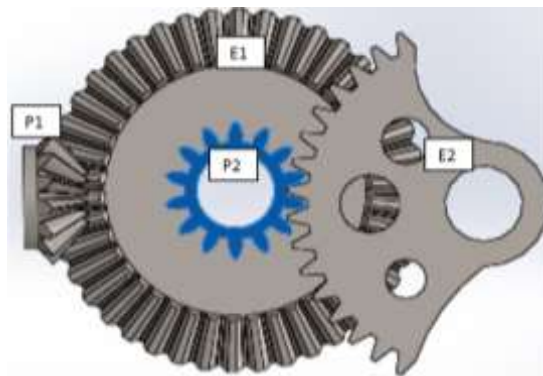


Figura 11. Sistema de transmisión de potencia

Por lo tanto

$$we2 = wr ; we2 = 30rpm$$

$$Me2 = Mt = 17,7Nm$$

Para obtener la velocidad del piñón recto $wp2$ nos basamos en la ecuación 3, teniendo en cuenta los diámetros del engranaje y la velocidad del engrane recto.

Ecuación 3. Relación de velocidad en un engranaje

$$wp2 = \frac{(we2 \cdot de2)}{dp2}$$

Fuente: (Nisbett, 2012)

$$wp2 = 105 rpm$$

Debido a que los engranes acoplados son razonablemente eficaces con pérdidas menores al 2% la potencia generalmente se trata como una constante a través del acoplamiento (Nisbett, 2012). Por lo tanto se deduce la ecuación 4, para obtener el momento de fuerza en piñón recto.

Ecuación 4. Potencia en un engranaje

$$Pe2 = Pp2$$

$$Me2 \cdot we2 = Mp2 \cdot wp2$$

$$Mp2 = \frac{(Me2 \cdot we2)}{wp2}$$

$$Mp2 = 5,057 N \cdot m$$

3.2.2. Análisis de dimensiones, velocidades y momento de fuerza en el engranaje cónico.

En engrane cónico está montado en el mismo eje que el piñón recto por lo cual la velocidad y momento de estos dos mecanismos son los mismos por lo cual:

$$wp2 = we1 ; Mp2 = Me1$$

$$we1 = 105rpm ; Me1 = 5,057 Nm$$

Para el análisis de velocidad en el piñón cónico hacemos uso de la ecuación 3 y los datos de velocidad y diámetros del engranaje cónico detallados en pasos anteriores.

$$wp1 = \frac{(we1 \cdot de1)}{dp1}$$

$$wp1 = 208.807 rpm$$

El momento de fuerza en el piñón cónico es determinado mediante la ecuación 4,

$$Pe1 = Pp1$$

$$Me1 \cdot we1 = Mp1 \cdot wp1$$

$$Mp1 = \frac{(Me1 \cdot we1)}{wp1}$$

$$Mp1 = 2.543 Nm$$

3.2.3. Selección del motor y reductor de velocidad del dispositivo.

Para la selección de motor y reductor de velocidad obtenemos la potencia mínima necesaria mediante la ecuación 5, y los datos de velocidad y momento de fuerza en el piñón cónico.

Ecuación 5. Potencia necesaria en el motor

$$P1 = wp1 \cdot Mp1$$

Fuente:(Nisbett, 2012)

$$P1 = 208,807 rpm \cdot 2,543 Nm$$

$$P1 = 55,606W$$

Una vez obtenida la potencia mínima necesaria se selecciona el motor de la marca Maxon cuyas características se detallan en las tablas 10 y 11 y posteriormente se determina si cumple con capacidad necesaria para el buen funcionamiento del dispositivo.

Tabla 10. Datos de motor dc Maxon DCX32L

DATOS DEL MOTOR DC	
PARAMETRO	MAGNITUD
Marca	Maxon
Tensión nominal	24 V
Velocidad en vacío	8270rpm
Corriente en vacío	164 mA
Velocidad nominal	7710 rpm
Par nominal (máx. par en continuo)	108 mNm
Corriente nominal (máx. corriente en continuo)	4.12 A
Par de arranque	1890 mNm
Corriente de arranque	72.5 A
Máx. rendimiento	89%

Tabla 11. Datos del reductor Maxon GPX26

DATOS DEL REDUCTOR	
PARAMETRO	MAGNITUD
Relación de reducción	35: 1
Relación de reducción absoluta	4554/130
Número de etapas	2
Máx. par en continuo	4 Nm
Par de fuerza admisible brevemente	6 Nm
Máx. rendimiento	76 %
Momento de inercia	13 gcm ²
Longitud del reductor (L1):	46.3 mm
Máx. potencia transmisible en continuo	100 W
Máx. potencia transmisible brevemente	140 W

Basándonos en la ecuación 5 podemos encontrar la potencia ideal P2 suministrada por el motorreductor seleccionado.

$$P2 = 7710 \text{ rpm} \cdot 0,108 \text{ Nm}$$

$$P2 = 87,198W$$

La potencia real suministrada P_s por el dispositivo viene dada por la ecuación 6 la cual relaciona la potencia ideal del motorreductor y la eficiencia de trabajo tanto del motor como del reductor de velocidad mostrados en las tablas 10 y 11 respectivamente.

Ecuación 6. Potencia real suministrada por el motor

$$P_s = P_2 \cdot (0,89) \cdot (0,76)$$

$$P_s = 58,981 \text{ W}$$

Una vez realizado el análisis de la potencia real entregada por el motor se puede verificar que ésta es mayor a la potencia mínima necesaria en el dispositivo y por ende se aprueba la selección del mismo.

$$P_s > P_1$$

Para obtener la velocidad de salida del reductor nos basamos en la ecuación 7 teniendo como datos la relación del reductor seleccionado mostrada en la tabla 11 y la velocidad nominal entregada por el motor mostrada en la tabla 10.

Ecuación 7. Relación de reducción.

$$Re = \frac{w_{in}}{w_{out}}$$

$$w_{out} = \frac{w_{in}}{Re}$$

$$w_{out} = 220.28 \text{ rpm}$$

El momento de fuerza entregado M_s por el motorreductor se determina mediante la ecuación 5 teniendo como datos la velocidad de salida del reductor y la potencia real.

$$M_s = \frac{P_s}{w_{out}}$$

$$M_s = 2,557 \text{ Nm}$$

Tanto la velocidad como el momento de fuerza entregados por el motorreductor son válidos de acuerdo al análisis realizado en la sección .

3.3. Diseño de caja reductora

De acuerdo a las dimensiones, fuerzas y velocidades analizadas en la sección 3.2, se realiza los cálculos de esfuerzos y geometría del engranaje cónico y de la misma manera para el engranaje recto.

3.3.1. Calculo de geometría y esfuerzos en piñón cónico

3.3.1.1. Cálculos de geometría del piñón cónico

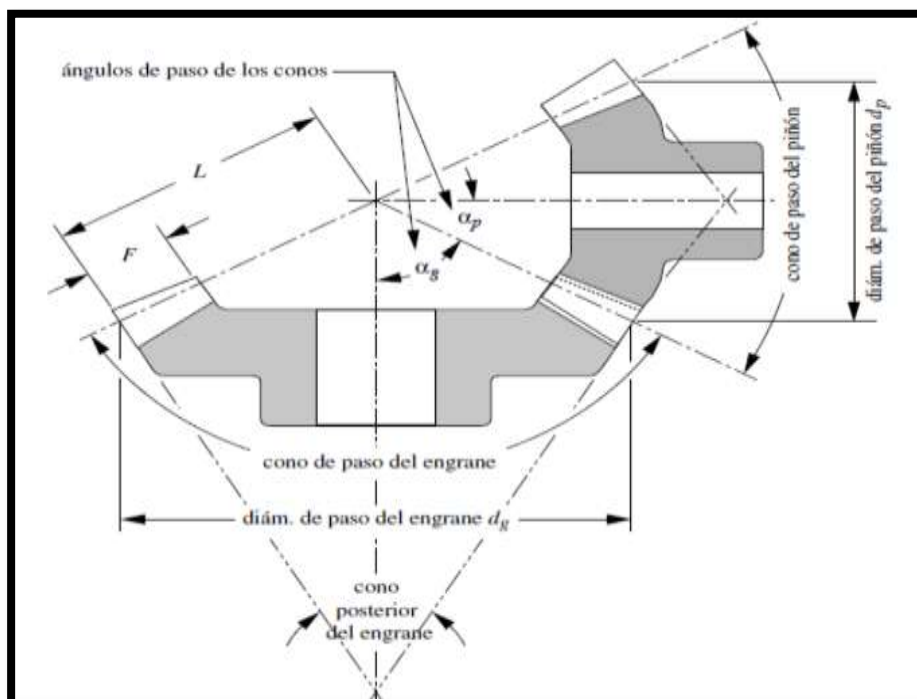


Figura 12. Geometría de los engranes cónicos

Fuente: (NORTON, 2011).

Los diámetros primitivos de los engranes cónicos y su radio se muestran a continuación.

Diámetro y radio del piñón cónico:

$$d_p = 21\text{mm} \quad r_p = \frac{d_p}{2} = 0.0105\text{ m}$$

Diámetro y radio del engrane

$$d_g = 42\text{mm} \quad r_g = \frac{d_g}{2} = 0.021\text{ m}$$

La nomenclatura de los engranes cónicos varia al igual que su magnitud ya que las fuerzas aplicados sobre estos se sitúan en el radio medio (R_m) siendo con éste el utilizado para el análisis dinámico en la sección 3.2, con un valor $dp_1 = 0.0176 \text{ m}$ cuyo cálculo se desarrollará en secciones más adelante mediante la ecuación 13.

3.3.1.1.1. Ángulo de presión.

Se ha tomado en cuenta un ángulo de presión de 20° para los engranes debido a que es muy común para las mecánicas industriales locales y su construcción no representaría mayor dificultad.

$$\emptyset = 20^\circ$$

3.3.1.1.2. Ángulo de paso del piñón cónico

Se calcula el ángulo de paso del piñón cónico mediante la ecuación 7 y verificando sus datos en la Figura 15.

Ecuación 8. Ángulo de paso del piñón cónico

$$ap = \text{atan}\left(\frac{rp}{rg}\right)$$

Fuente: (NORTON, 2011).

Donde:

R_p = Radio primitivo del piñon cónico.

R_g =Radio primitivo del engrane cónico.

A_p = Ángulo de paso del piñon cónico.

$$ap = 26.5651^\circ$$

Mediante algulos complementarios se obtiene el angulo de paso del engrane cónico.

$$ag = 90^\circ - ap$$

$$ag = 63.4349^\circ$$

Para poder obtener el ancho de cara de los engranajes cónicos es necesario primero calcular la distancia del cono, la misma que se realiza con la ecuación 8.

Ecuación 9. Distancia del cono para engranes cónicos.

$$L := \sqrt{rp^2 + rg^2}$$

Fuente: (MOTT, 2006).

$$L = 0.235 \text{ m}$$

A continuación, se calcula el ancho de cara de los engranes cónicos mediante la ecuación 9 en el siguiente procedimiento.

Ecuación 10. Ancho de cara de engranes cónicos

$$F = \frac{L}{3} \quad F = 7.8262 \text{ mm}$$

3.3.1.1.3. Numero de dientes del piñón cónico.

El número de dientes mínimo en los engranes cónicos es 12 en el caso típico de un ángulo de presión de 20° (Mott, 2009).

Por razones de costos se opta por el número mínimo de dientes en el piñón cónico.

$$zp1 = 12$$

3.3.1.1.4. Modulo del engranaje cónico.

Para obtener el módulo del engranaje cónico se basa en la ecuación 11 y los datos obtenidos en pasos anteriores.

Ecuación 11. Modulo del engranaje cónico

$$M = \frac{dp}{zp1}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

Donde:

Zp1= Numero de dientes del piñón cónico

M= Modulo del engranaje cónico.

dp= Diámetro primitivo del piñón cónico

$$M = 1.75 \text{ mm}$$

3.3.1.1.5. Numero de dientes del engrane cónicos

El número de dientes del engrane cónico se obtiene de la ecuación 11.

Ecuación 12. Numero de dientes del engrane cónico

$$ze1 = \frac{(zp1 \cdot dg)}{dp}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$ze1 = 24$$

3.3.1.2. Calculo de esfuerzos en engranes cónicos.

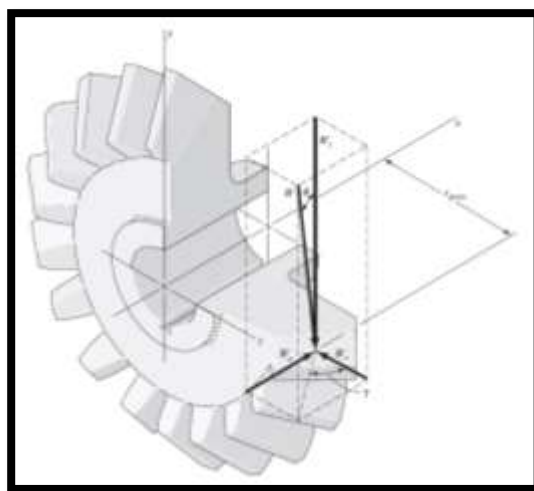


Figura 13. Cargas en un piñón cónico.

Fuente: (Nisbett, 2012).

En la figura 13 se encuentran representadas las fuerzas o cargas que actúan en un engrane cónico. Explicando el por qué se modificó en la sección 3.3.1.1 el diámetro de los engranes cónicos y es que las cargas no actúan en el diámetro primitivo, sino que actúan en el radio medio (rm) y en cuyo punto las fuerzas no tendrían las mismas repercusiones en el sistema de transmisión.

El radio medio se encuentra mediante la ecuación 13.

Ecuación 13. Radio medio para el engranaje cónico

$$rm = \frac{dp}{2} - \frac{F}{2} \cdot \sin(ap)$$

Fuente: (MOTT, 2006).

$$rm = 0.0088 \text{ m}$$

Para el engrane cónico de manera similar con la ecuación 13

$$Rm = \frac{dp}{2} - \frac{F}{2} \cdot \sin(ag) = 0.0175 \text{ m}$$

En el radio medio se encuentra actuando la fuerza tangencial la cual se calcula mediante el siguiente la ecuación 14.

Ecuación 14. Fuerza tangencial en engranes cónicos

$$Wtp1 = \frac{Mp1}{rm}$$

Fuente: (NORTON, 2011).

$$Wtp1 = 290,6286 \text{ N}$$

Para la fuerza tangencial en el engrane se aplica de manera similar la ecuación 14.

$$Wte1 = \frac{Me1}{Rm}$$

$$Wte1 = 288,971 \text{ N}$$

La relación de los engranes cónicos es obtenida aplicando la ecuación 15.

Ecuación 15. Relación de engranes cónicos

$$mg = \frac{ze1}{zp1} = 2$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

3.3.2. Selección de material para los engranajes

Los engranes pueden ser construidos con un sinnúmero de materiales de entre los cuales destacan las aleaciones de acero, los cuales son los más recomendados para sistemas de transmisión de gran Potencia y se tienen los siguientes.

- **Hierros fundidos.** Los hierros fundidos grises (CI) tienen las ventajas de bajo costo, facilidad de maquinado, alta resistencia al desgaste. Sin embargo, tienen baja resistencia a la tensión, lo que exige dientes más grandes que en el caso de los engranes de aceros. (NORTON, 2011).
- **Aceros.** Tienen mayor resistencia a la tensión que los hierros fundidos, así como un costo competitivo en aleaciones con pequeñas

cantidades de otros materiales. Necesitan tratamiento térmico para obtener la dureza superficial que resista el desgaste. (NORTON, 2011).

- **Bronces.** Son los metales no ferrosos más comunes empleados en los engranes. El módulo de elasticidad más bajo de tales aleaciones de cobre permiten una mayor deflexión en el diente y mejora la capacidad para compartir la carga entre los dientes. (NORTON, 2011).

El material seleccionado para el sistema de transmisión en el **acero AISI 8620 (E410)** el cual mediante un tratamiento térmico de carburado y recubrimiento endurecido nos brinda una dureza superior a los 56 HRC, es un material muy común en el mercado local con un sinnúmero de aplicaciones industriales y cuya valides se analiza a en secciones posteriores.

3.3.3. Resistencia de materiales para el piñón cónico

3.3.3.1. Resistencia a la fatiga por flexión corregida es (S_{fb})

La resistencia a la fatiga por flexión como para la resistencia a la fatiga superficial, son, de hecho, resistencias a la fatiga parcialmente corregidas, ya que se generan con piezas de dimensiones apropiadas con los mismos acabados superficiales, geometría, etcétera, igual que los engranes que se diseñarán. (NORTON, 2011).

Todos los datos para fatiga por flexión obtenidos por AGMA se analizaron para $1E7$ ciclos de esfuerzo repetidos para un factor de 99% de confiabilidad.

3.3.3.1.1. Factor de vida KL

Los ciclos de vida establecidos por la AGMA es $10E7$ por lo cual en este caso un ciclo de vida se entiende como el número de contactos del material bajo carga, por lo cual el factor KL se encuentra mediante la gráfica mostrada en la figura 14.

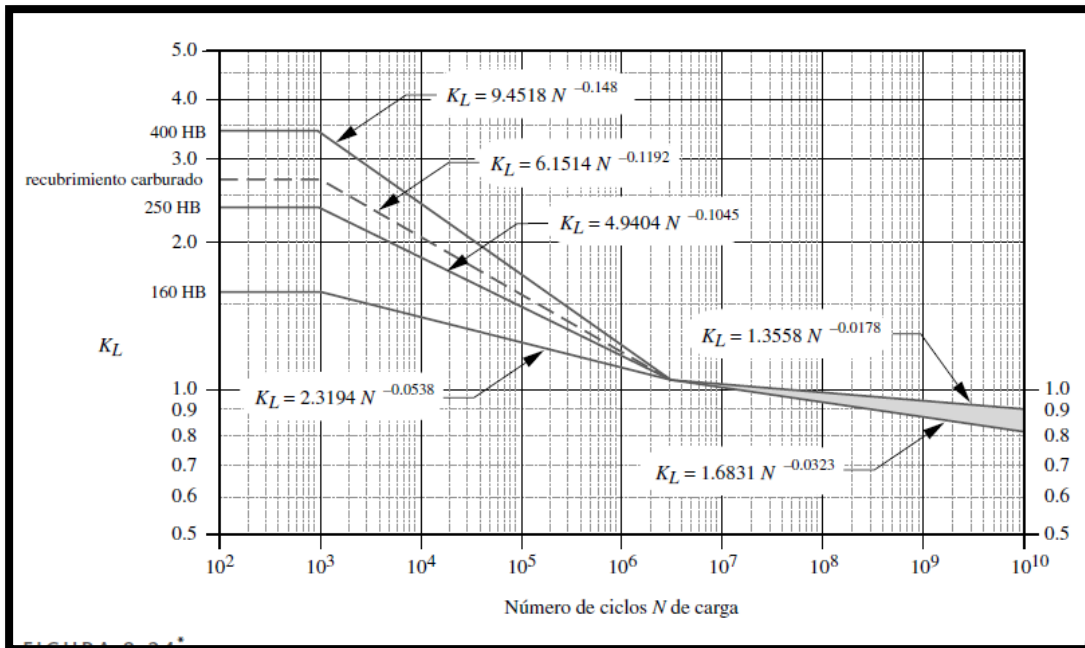


Figura 14. Factor de vida para el piñón

Fuente: (Nisbett, 2012).

La parte superior de la zona sombreada se puede usar para aplicaciones comerciales. La parte inferior de la zona sombreada se usa normalmente en aplicaciones críticas de servicio, donde se permite un poco de picado y desgaste en el diente, y donde se requieren suavidad en la operación y niveles de vibración bajos. (NORTON, 2011).

Al no ser un producto comercial se escoge trabajar con la parte por debajo de la zona sombreada de la figura 15 por lo tanto el factor de vida K_L se obtiene mediante la ecuación 16.

Ecuación 16. Factor de vida

$$K_L = 1.6831 \cdot N_c^{-0.0323}$$

Fuente: (NORTON, 2011).

$$N_c = 1E7$$

Donde N_c es el número de ciclos y se tiene como resultado un valor aproximado a 1

$$K_L = 1$$

3.3.3.1.2. Factor de temperatura KT

La temperatura del lubricante es de gran importancia para mantener las temperaturas del sistema de transmisión de potencia para los cuales si la temperatura del aceite supera los 250°F se utiliza la ecuación 17:

Ecuación 17. Factor de temperatura.

$$KT = \frac{460 + TF}{620}$$

Donde TF es la temperatura del aceite y de acuerdo a la disponibilidad en el mercado se selecciona el lubricante con las siguientes mostradas en la figura 15 con un lubricante 80W90.

$$KT = 1.2$$

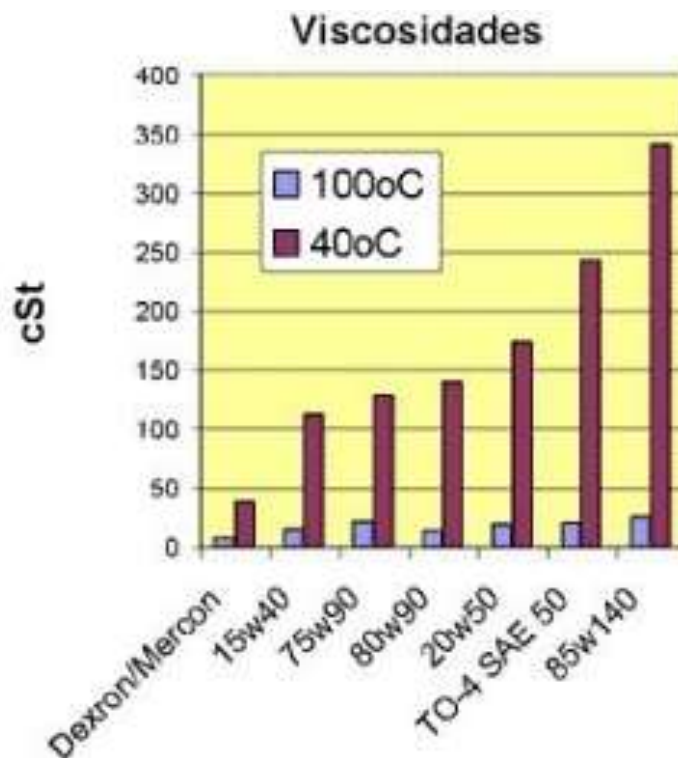


Figura 15. Propiedades de lubricantes

Las cargas sobre los engranes son de gran magnitud por lo cual su temperatura se elevará en grandes escalas y debido a ello se ha seleccionado un lubricante 80W90 mostrado en la figura 16, cuya temperatura oscila entre los 140°C.



Figura 16. Lubricante para cajas de cambios

3.3.3.1.3. Factor de confiabilidad.

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las variaciones de la carga no se abordan aquí. (Nisbett, 2012).

Para el diseño se trabajará con un factor de confiabilidad de un 99% y mediante los valores mostrados en la tabla 12. Se tiene que:

Tabla 12. Factor de confiabilidad K_R

Factor K_R de AGMA	
% de confiabilidad	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

$$K_R = 1$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

3.3.3.1.4. Resistencias de la AGMA para fatiga por flexión S_{fb}' en aceros

La resistencia a la fatiga por tensión del acero AISI 8620 con una dureza mayor a 56 HCR está en los rangos de entre 380 a 520 después de hacerse realizado el tratamiento térmico respectivo.

Tabla 13. Resistencia a la fatiga por flexión.

Resistencia de fatiga por flexión S_{fb}' de AGMA para un grupo de materiales para engranes					
Material	Clase AGMA	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por tensión	
				$psi \times 10^3$	Mpa
Acero	A1-A5	Endurecido totalmente	$\leq 180HB$	25-33	170-230
		Endurecido totalmente	240HB	31-41	210-280
		Endurecido totalmente	300HB	36-47	250-325
		Endurecido totalmente	360HB	40-52	280-360
		Endurecido totalmente	400HB	42-56	290-390
		Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo A 50-54 HRC	45-55	310-380
		Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo B	22	150
		Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	55-75	380-520

Fuente: (NORTON, 2011).

$$S_{fb}' = 390 \text{ MPa}$$

Ahora se calcula la resistencia a la fatiga por flexión corregida es S_{fb}

Se aplican los factores de corrección para S_{fb}' en la ecuación 18.

Ecuación 18. Resistencia a la fatiga por flexión corregida

$$S_{fb} := \frac{(KL \cdot S_{fb}')}{KT \cdot KR}$$

Fuente: (NORTON, 2011)

$$S_{fb} = 325,0074 \text{ MPa}$$

3.3.3.1.5. Resistencia a la fatiga superficial Sfc

De la misma manera que para la resistencia a la fatiga por flexión se tienen que obtener los modificadores para la resistencia a la fatiga superficial en los engranes.

3.3.3.1.6. Factor de vida superficial CL

Como ya se tenía anteriormente, el número de ciclos para los cuales se diseña los engranes es $1E7$ y cuya grafica se muestra en la figura 17.

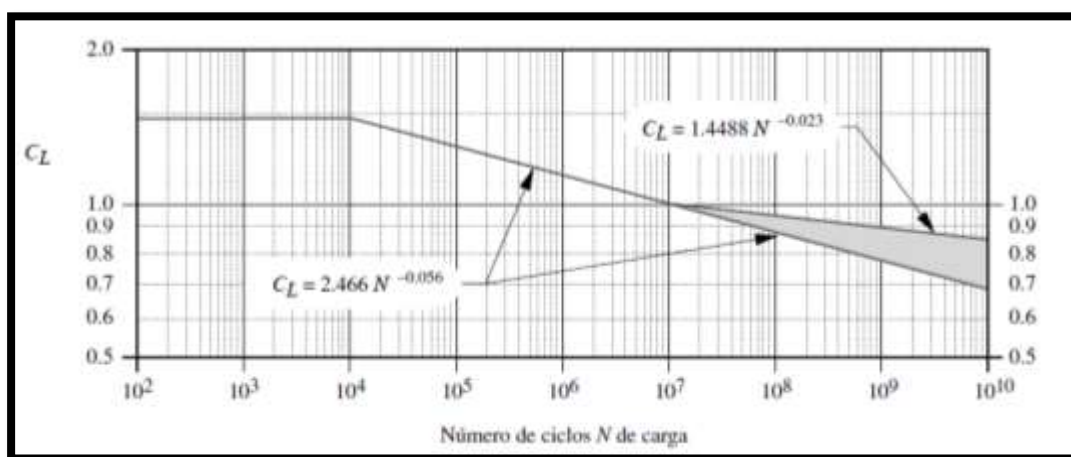


Figura 17. Factor de vida superficial CL.

(NORTON, 2011)

La AGMA sugiere “La porción superior de la zona sombreada se puede usar para aplicaciones comerciales” (NORTON, 2011).

$$N_c = 1E7$$

Y para el cálculo del factor de vida superficial se utiliza la ecuación 19 mostrada a continuación.

Ecuación 19. Factor de vida superficial CL

$$CL := 2,4488.(N_c)^{-0.0023}$$

Fuente: (NORTON, 2011)

$$CL = 1.3961$$

3.3.3.1.7. Factor de confiabilidad CH

Para piñones endurecidos totalmente que operan contra engranes endurecidos totalmente se tiene la misma dureza en ambos casos.

$$CH = 1$$

Y los factores CT Y CR son valores similares a los ya calculados KT Y KR

$$CT = KT = 1.2$$

$$CR = \sqrt{KR} = 1$$

3.3.3.1.8. Resistencia a la fatiga superficial Sfc'

La resistencia a la fatiga superficial para el acero con dureza mayor a 56 HRC

$$Sfc' := 1250 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga superficial corregida se obtiene por medio de la ecuación 20.

Ecuación 20. Resistencia a la fatiga superficial corregida

$$Sfc := \frac{(CL \cdot CH \cdot Sfc')}{CT \cdot CR} = (1.4601 \cdot 10^3) \text{ MPa}$$

3.3.4. Análisis de desgaste en el piñón cónico

3.3.4.1. Coeficiente de elasticidad.

El coeficiente elástico se obtiene mediante la ecuación 21:

Ecuación 21. Coeficiente elástico.

$$CP := \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\left(\frac{1 - V^2}{Ep} \right) + \left(\frac{1 - V^2}{Eg} \right) \right)}}$$

Fuente: (NORTON, 2011).

En donde Ep Y Eg son los módulos de elasticidad para el piñón y el engrane respectivamente y cuyos valores se muestran en la tabla 14, para el acero.

Tabla 14. Coeficiente elástico

Coeficiente elástico C_p de la AGMA en unidades de $[psi]^{0.5}([Mpa]^{0.5})$							
Material del piñón	Ep	Material del engrane					
	psi (Mpa)	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24E5 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (148)
Bronce al aluminio	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: (NORTON, 2011).

Los valores de la tabla son aproximados y se utiliza un valor de la razón de poisson de $\nu = 0.3$ para todos los materiales.

$$E_p = 2.10^5 \text{ MPa}$$

$$E_g = E_p = (2.10^5) \text{ MPa}$$

$$C_P = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\left(\frac{1-\nu^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1-\nu^2}{E_g} \right) \right)}} = 187.027 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$$

3.3.4.2. Factor de geometría de resistencia a la picadura I para el piñón cónico

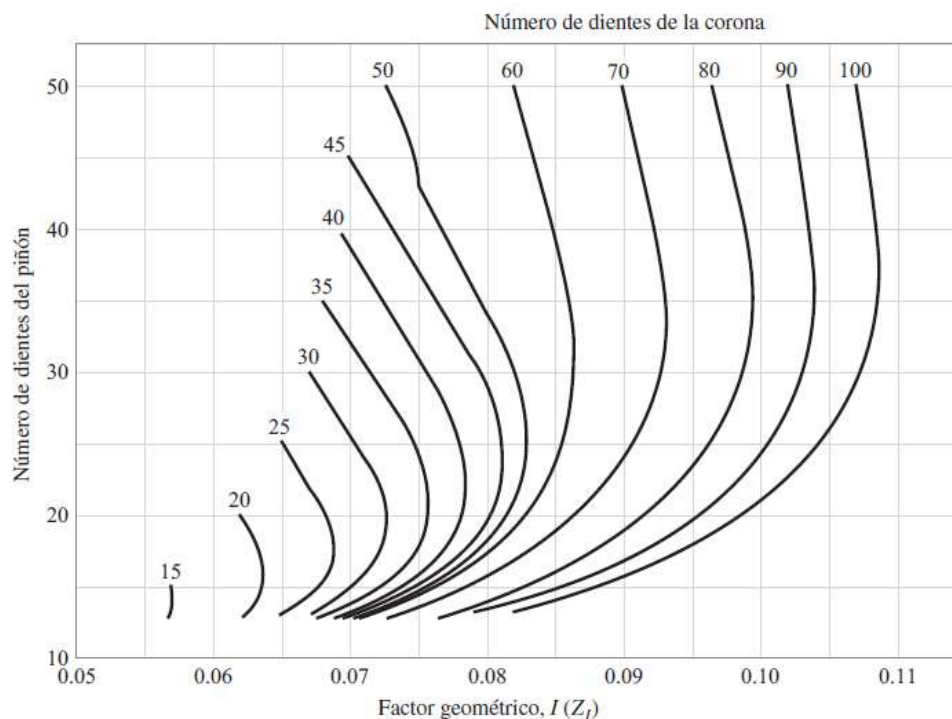


Figura 18. Factor geométrico

Fuente: (Nisbett, 2012).

Teniendo en cuenta el número de dientes de tanto del piñón como para el engrane $z_p = 12$; $z_e = 24$ y basados en la gráfica mostrada en la figura 18 se tiene que:

$$I = 0.076$$

3.3.4.3. Factor de carga K_o

Debido a que los engranes estarán sometidos a cargas pesadas el factor de acuerdo a la tabla 15 a continuación sería.

Tabla 15. Factor de sobrecarga K_o

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la maquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$K_o = 2.25$$

3.3.4.4. Factor dinámico Kv

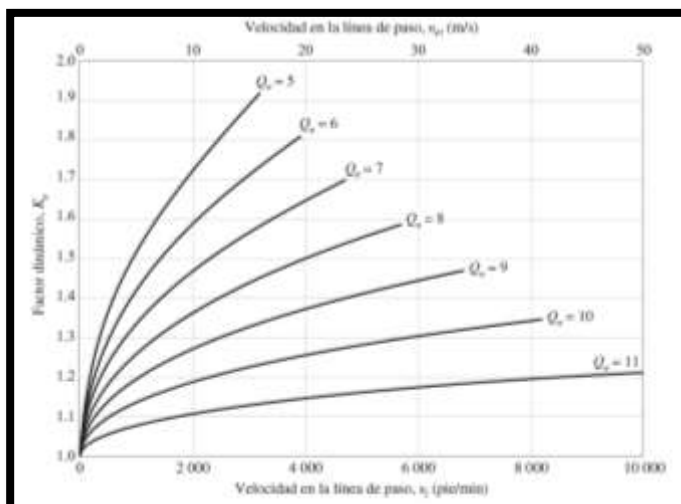


Figura 19. Factor dinámico Kv

Fuente: (Nisbett, 2012).

Los engranes para uso industrial tienen un factor de calidad de $Q_v=7$ como se indica en la figura 19.

$$Q_v = 7$$

3.3.4.4.1. Velocidad en línea de paso v_{et}

Teniendo en cuenta el diámetro del piñón cónico y la velocidad del piñón, la velocidad en línea de paso se obtiene mediante la ecuación 22 que me muestra a continuación.

Ecuación 22. Velocidad en línea de paso

$$v_{et} = 5.236 \cdot 10^{-5} \cdot dp \cdot \omega p1$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$v_{et} = (2.8292 \cdot 10^{-5}) \frac{m}{s}$$

Por lo tanto, el factor dinámico Kv es de:

$$K_v = 1$$

3.3.4.5. Factor distribución de carga Km

El factor de distribución se obtiene basándose la ecuación 23:

Ecuación 23. Factor de distribución de carga Km

$$K_m = K_{mb} + 5.6 \cdot (10^{-6}) \cdot F^2$$

(Nisbett, 2012).

Donde $F = 0.0078 m$

$$K_{mb} = \begin{cases} 1.00 & \text{ambos miembros montados separados} \\ 1.10 & \text{un miembro montado separado} \\ 1.25 & \text{ningún miembro montado separado} \end{cases}$$

Figura 20. Factor de corrección para K_m

Fuente: (Nisbett, 2012).

Para el caso, ambos miembros serán montados de manera separada y basándose la figura 20 se tiene que:

$$K_{mb} = 1$$

Por lo tanto:

$$K_m = 1$$

3.3.4.6. Factor tamaño por resistencia a la picadura C_s

$$C_s = \begin{cases} 0.5 & F < 0.5 \text{ pulg} \\ 0.125F + 0.4375 & 0.5 \leq F \leq 4.5 \text{ pulg} \\ 1 & F > 4.5 \text{ pulg} \end{cases}$$

$$Z_x = \begin{cases} 0.5 & b < 12.7 \text{ mm} \\ 0.00492b + 0.4375 & 12.7 \leq b \leq 114.3 \text{ mm} \\ 1 & b > 114.3 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 21. Factor de tamaño por resistencia a la picadura

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$F = 0.0078 m$$

Teniendo como dato el ancho de cara F y basándose en la figura 21 se tiene:

$$C_s = 0.5$$

3.3.4.7. Factor de coronamiento por picadura C_x

Los dientes de la mayoría de los engranes cónicos se coronan en la dirección longitudinal durante su fabricación para dar cabida a la deflexión de los montajes. (Nisbett, 2012)

Para el caso, los dientes de los engranes deben ser coronados de forma adecuada y mediante la figura 22 se tiene.

$$C_{xc} = Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 & \text{dientes coronados en forma adecuada} \\ 2.0 & \text{o dientes más grandes no coronados} \end{cases}$$

Figura 22. Factor de coronamiento por picadura

$$C_{xc} := 1.5$$

3.3.4.8. Esfuerzo en contacto en el piñón cónico

Aplicando la ecuación 24 y apoyándonos en los valores obtenidos en los pasos anteriores se obtiene el esfuerzo en contacto en un engrane

Ecuación 24. Esfuerzo en contacto en un engrane

$$\sigma_c := CP \cdot \sqrt{\frac{Wtp1}{F \cdot dp \cdot l} \cdot Ko \cdot Kv \cdot Km \cdot Cs \cdot Cxc}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$\sigma_c = (1171,9) \text{ Mpa}$$

3.3.4.9. Factor de seguridad por desgaste en el piñón cónico.

Para el análisis de este punto se basa en la ecuación 25.

Ecuación 25. Factor de seguridad por desgaste

$$SH = \frac{Sfc}{\sigma_c}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$SH = 1.2459$$

3.3.4.10. Esfuerzo de flexión del piñón cónico St

Ecuación 26. Esfuerzo por flexión de un engrane

$$St = \frac{Wtp1}{F} \cdot Pd \cdot Ko \cdot Kv \cdot \left(\frac{Ks \cdot Km}{Kx \cdot J} \right)$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

3.3.4.11. Factor de tamaño por flexión K_s

$$K_s = \begin{cases} 0.4867 + 0.2132) P_d & 0.5 \leq P_d \leq 16 \text{ dientes/pulg} \\ 0.5 & b > 16 \text{ dientes/pulg} \end{cases}$$

$$Y_x = \begin{cases} 0.5 & m_{ef} < 1.6 \text{ mm} \\ 0.4867 + 0.008339m_{ef} & 1.6 \leq m_{ef} \leq 50 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura 23. Factor de tamaño por flexión.

$$K_s = 0.5$$

3.3.4.12. Factor de curvatura en sentido longitudinal de resistencia a la flexión K_x

Para engranes cónicos rectos se tiene que:

$$K_x = 1$$

3.3.4.13. Factor de geometría de resistencia a la flexión J

De la misma manera que para el factor de geometría para picadura, para el factor de geometría de resistencia a la flexión se obtiene mediante el número de dientes de los engranes $z_p = 12$; $z_e = 24$. Y la interpretación de la gráfica mostrada en la figura 24.

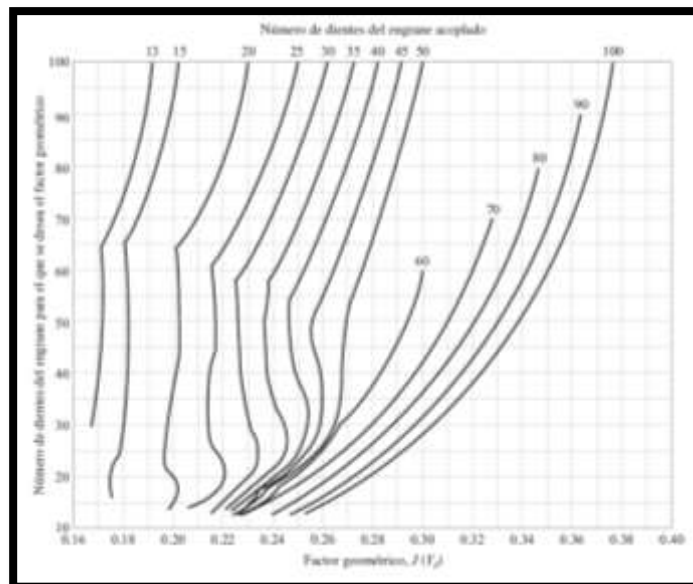


Figura 24. Factor geométrico por flexión

De donde:

$$J = 0.23$$

Para calcular el esfuerzo por flexión en el piñón cónico nos basamos en la ecuación 26 y los valores obtenidos en pasos anteriores.

$$St = \frac{Wtp1}{F} \cdot Pd \cdot Ko \cdot Kv \cdot \left(\frac{Ks \cdot Km}{Kx \cdot J} \right)$$

$$St = 68.5701 \text{ MPa}$$

3.3.4.14. Factor de seguridad de Flexión en el piñón cónico

Ecuación 27. Factor de seguridad por flexión

$$Sf = \frac{Sfb}{St}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$Sf = 3.1313$$

3.3.5. Análisis de desgaste para el engrane cónico

3.3.5.1. Factor de sobrecarga Ko del engrane cónico

Al estar sometido a grandes cargas al igual que el piñón, el engrane se diseña con un factor de sobrecarga de acuerdo a la tabla 14 donde:

$$Ko = 2.25$$

3.3.5.2. Esfuerzo por contacto del engrane

De la ecuación 24 para el contacto del engrane se tiene:

$$\sigma_c = CP \cdot \sqrt{\frac{Wte1}{F \cdot de1 \cdot I} \cdot Ko \cdot Kv \cdot Cs \cdot Cxc}$$

Para este cálculo los factores de la ecuación de AGMA como Kv, Cs, Km Cxc son iguales que en el caso del piñón cónico.

- Factor de tamaño por picadura Cs=0.5
- Factor Dinámico Kv=1
- Factor de coronamiento por picadura Cxc=1.5
- Factor de distribución de carga Km=1
- Factor geométrico I=0,076

$$\sigma_{ce1} := CP \cdot \sqrt{\frac{Wte1}{F \cdot de1 \cdot I} \cdot Ko \cdot Kv \cdot Cs \cdot Cxc} = 826,3152 \text{ MPa}$$

3.3.5.3. Factor de ciclos de resistencia a la picadura del engrane

Para obtener este valor se basa en la ecuación 28.

Ecuación 28. Factor de ciclos de resistencia a la picadura.

$$Cle1 = 3.4822 \cdot Nce1^{-0.0602}$$

(Nisbett, 2012).

Donde Nce1 es el número de ciclos del engrane y se halla mediante:

$$Nce1 = \frac{Nc}{mg} = 5 \cdot 10^6$$

Para el cual mg es la relación de engranes cónicos calculada mediante la ecuación 15 y Nc el número de ciclos del engrane cónico.

$$Cle1 = 3.4822 \cdot Nce1^{-0.0602} = 1.3759$$

3.3.5.4. Resistencia al desgaste del engrane

Mediante la ecuación 20 se tiene

$$Sf_{ce1} = \frac{(Cle1 \cdot CH)}{CT \cdot CR} \cdot Sfc'$$

Donde Sfc' es la resistencia a la fatiga superficial

$$Sfc' = 1250 \text{ MPa}$$

CH es el factor de confiabilidad analizado en la sección 3.3.3.17 y de igual manera CT y CR.

$$CH = 1$$

$$CT = 1.2$$

$$CR = 1$$

Teniendo como resultado la resistencia al desgaste del engrane cónico.

$$Sf_{ce1} = \frac{(Cle \cdot CH)}{CT \cdot CR} \cdot Sfc' = (1.4389 \cdot 10^3) \text{ MPa}$$

3.3.5.5. Factor de seguridad por desgaste del engrane cónico

Para el factor de seguridad por desgaste del engrane tenemos que basarnos en la ecuación 25.

$$SHe1 = \frac{Sf_{ce1}}{\sigma_{ce1}} = 1.7414$$

3.3.5.6. Esfuerzo de flexión del engrane cónico

Este valor se lo obtiene mediante la ecuación 29.

Ecuación 29. Esfuerzo de flexión de engrane

$$Ste = \frac{Wte1}{f} \cdot Pde1 \cdot Ko \cdot Kv \cdot \left(\frac{Ks \cdot Km}{Kx \cdot J} \right)$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

3.3.5.6.1. Paso diametral del engrane cónico

Este valor representa el número de dientes por unidad de longitud del perímetro del círculo primitivo del engrane el cual se calcula apoyado en la ecuación 30.

Ecuación 30. Paso diametral del engrane

$$Pde1 = \frac{ze1}{de1}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$Pde = 571.4286 \frac{1}{m}$$

Teniendo como datos el resto de parámetros el esfuerzo de flexión es

$$Ste = \frac{Wte1}{F} \cdot Pde \cdot Ko \cdot Kv \cdot \left(\frac{Ks \cdot Km}{Kx \cdot J} \right) = 103,2021 \text{ MPa}$$

- Factor de ciclos de esfuerzo o factor de vida. Para este paso se utiliza la ecuación 16 para el factor de vida.

$$KLe = 1.6831 Ncg^{-0.0323} = 1.0227$$

3.3.5.7. Resistencia a la flexión del engrane cónico

Basándonos en la ecuación 18 tenemos que:

$$Sfbe = \frac{(KLe \cdot Sbf^*)}{KT \cdot CR} = 332,366 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad a la flexión del engrane cónico

$$SFe = \frac{Sfbe}{Ste} = 3,2205$$

3.3.6. Diseño de piñón recto.

- **Modulo para los engranes rectos.** Se seleccionaron de acuerdo a la disponibilidad de herramientas en los talleres mecánicos.

$$M2 = 1mm$$

- **Numero de dientes del piñón recto.** Para determinar el número mínimo de dientes en el piñón recto nos basamos en la siguiente tabla ya que el número mínimo de dientes en el piñón es 13 para evitar interferencias en el engranaje, la tabla 16 nos muestra las combinaciones posibles para números de dientes sin interferencia.

Tabla 16. Número mínimo de dientes en un piñón recto.

Para un piñón de 20°, engranado con un engrane	
Numero de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

Fuente: (Mott, 2009)

Mediante la ecuación 11 obtenemos el valor de dientes en el piñón recto.

$$z_{p2} = \frac{d_{p2}}{M2} = 20$$

- **Numero de dientes del engrane recto.** De manera similar al engrane cónico la ecuación 12 nos ayuda a obtener el número de dientes de la corona basado en el número de dientes del piñón y los diámetros del engranaje.

$$z_{e2} = \frac{(d_{e2} \cdot z_{p2})}{d_{p2}} = 70$$

- **Fuerza tangencial aplicada en el engrane (Piñón).** La fuerza tangencial aplicada en los dientes de un engrane recto se obtiene mediante la ecuación 32.

Ecuación 31. Fuerza tangencial en un engrane recto

$$W_{tp2} := \frac{(2 \cdot M_{p2})}{d_{p2}}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

Donde $Mp2$ es el momento del piñón recto

$$Wtp2 := \frac{(2 \cdot Mr2)}{dp2} = 505.7 \text{ N}$$

- **Velocidad en línea de paso.** Este parámetro deriva de valores como la velocidad del piñón recto y su diámetro los cuales se han tratado en el análisis dinámico del sistema de transmisión de potencia y el cual se determina por medio de la ecuación 33.

Ecuación 32. Velocidad en línea de paso de un engrane recto

$$Vp2 := \frac{dp2}{2} \cdot wp2 = 0.11 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 21,6448 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

3.3.7. Flexión en el piñón recto

- **Factor de sobrecarga $Ko2$.** Mediante la tabla 15. Con cargas de impacto pesado se tiene.

$$Ko2 := 2.25$$

- **Factor dinámico $kv2$.** Para obtener el valor de estos parámetros nos basamos en los valores mostrados en la figura 26.

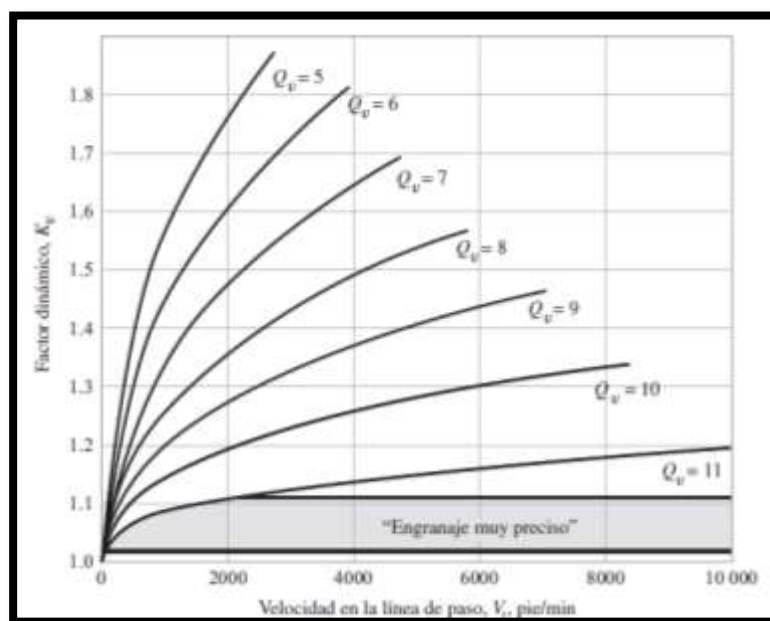


Figura 25. Factor dinámico para engranes rectos

Fuente: (Nisbett, 2012).

Teniendo la velocidad en línea de paso del piñón cónico se puede seleccionar un valor para Kv_2

$$Kv_2 = 1$$

- **Factor de tamaño. AGMA** propone un valor de 1 para K_s

$$Ks_2 = 1$$

- **Paso diametral.** Habiendo obtenido el número de dientes del piñón recto y su diámetro de paso y mediante la ecuación 29 se tiene:

$$z_{p2} = 20 \quad dp_2 = 0.02 \text{ m}$$

$$P_{dp2} := \frac{z_{p2}}{dp_2} = 1000 \frac{1}{m}$$

- **Ancho de cara.** Para el caso de los engranes cónicos no se tiene una fórmula específica en la cual basarse sino en la geometría del dispositivo mecánico en el cual se aplicará el mecanismo

$$F_2 = 8 \text{ mm}$$

- **Factor de distribución de carga K_{m2} .** Con el factor de distribución de la carga se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto el cual se obtiene mediante la ecuación 34.

Ecuación 33. Factor de distribución de carga para engranes rectos

$$K_{m2} := 1 + C_{mc2} \cdot (C_{pf2} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e)$$

Fuente: (Nisbett, 2012)

$$C_{pf2} := \frac{F_2}{10 \cdot dp_2} - 0.025 = 0.015$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$C_{mc2} = 0.8$$

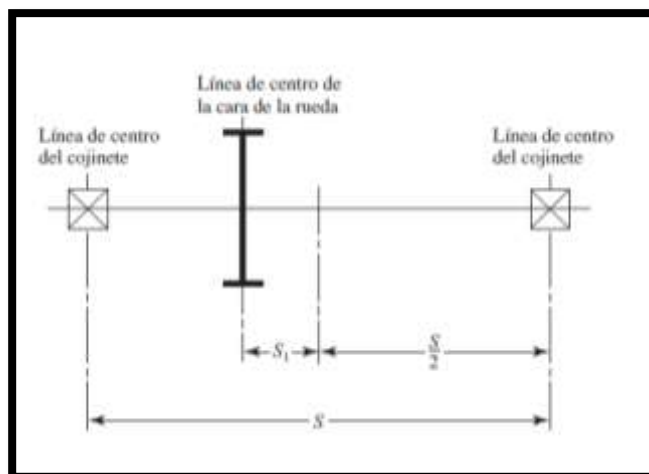


Figura 26. Distancias que evalúan Cpm

Fuente: (Nisbett, 2012).

$$s := 12. mm \quad s_1 := 12. mm \quad dato = \frac{s_1}{s} = 0.166$$

- $C_{pm} := 1.1$
- $C_{ma} := A_2 + B_2 \cdot (F_2) + C_2 \cdot (F_2^2)$

Tabla 17. Constantes empíricas A, B Y C

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

Fuente: (Nisbett, 2012)

$$A_2 := 0.0625 \quad B_2 := \frac{0.0128}{m} \quad C_2 := (-0.926) \cdot \frac{10^{-4}}{m^2}$$

$$C_{ma} := A_2 + B_2 \cdot (F_2) + C_2 \cdot (F_2^2) = 0.0626$$

$$C_e := 0.8$$

El valor para K_{m2} es:

$$K_{m2} := 1 + C_{mc2} \cdot (C_{pf2} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1.0533$$

- **Factor de espesor de aro k_{B2} .** Mediante la geometría del piñón recto mostrados en la figura 27 podemos deducir algunos parámetros de k_B

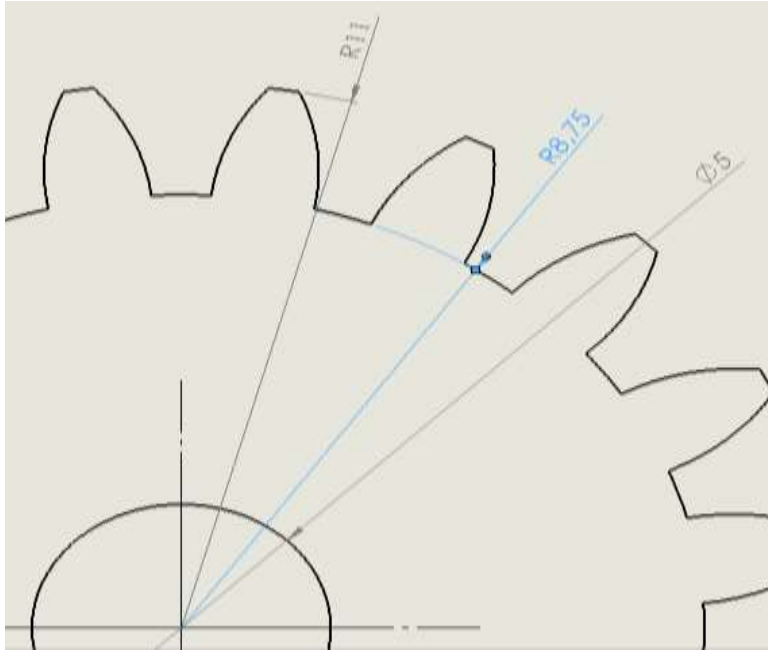


Figura 27. Radios de piñón recto

$$ht = 11 - 8,75 = 2,25$$

$$tr = 8,75 - 2,25 = 6,25$$

$$mB2 := \frac{tr}{ht} = 2,7778$$

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B} & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases}$$

Figura 28. Factor de espesor de aro

(Nisbett, 2012).

El factor de espesor de aro podemos obtenerlos mediante los datos de la figura 28.

$$KB2 = 1$$

- **Factor geométrico J2 para el piñón recto.** Teniendo el número de dientes del piñón y el engrane recto se puede deducir el factor geométrico basándose en la figura 29.

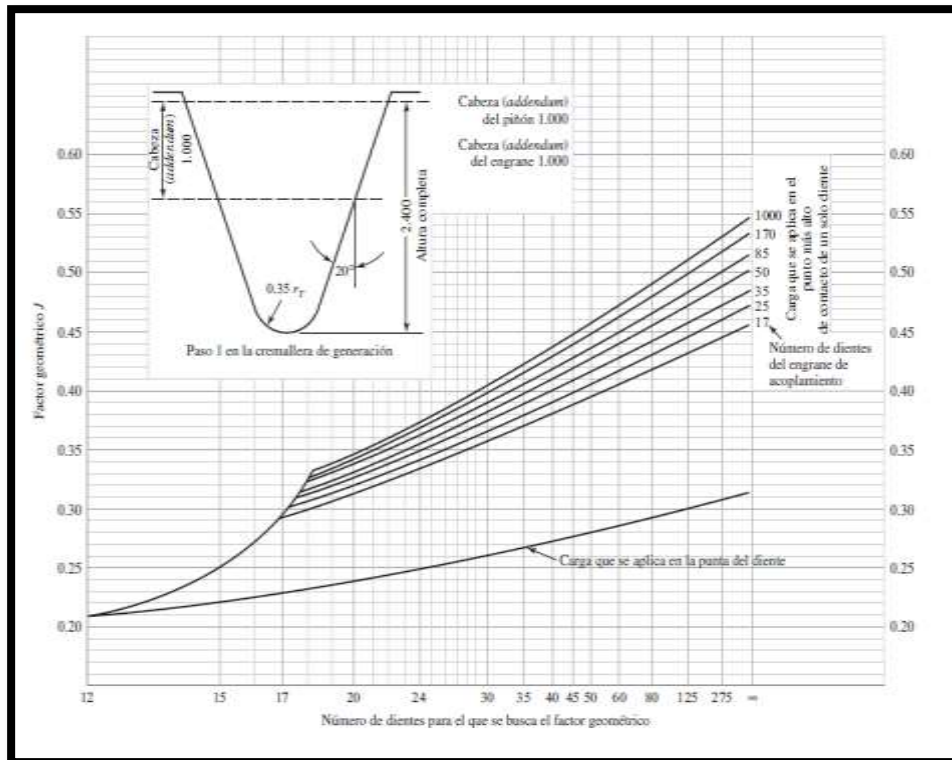


Figura 29. Factor geométrico para engranes rectos

$$J_2 = 0.325$$

3.3.8. Esfuerzo de flexión en el piñón recto.

Teniendo en cuenta los datos antes obtenidos se puede calcular el esfuerzo de flexión aplicando la ecuación 35.

Ecuación 34. Esfuerzo de flexión en un engrane recto

$$\sigma_{pr} := Wtp_2 \cdot Ko_2 \cdot Kv_2 \cdot Ks_2 \cdot Pdp_2 \cdot Km_2 \cdot \frac{KB_2}{F_2 \cdot J_2} = 327,7762 \text{ MPa}$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

3.3.9. Factor de seguridad en flexión

- **Resistencia a la fatiga por tensión.** De acuerdo a la tabla 13, para el acero carburado se tiene:

$$St' = 380 \cdot \text{MPa}$$

El número de los ciclos es $1E5$: $N_2 := 1E5$

- **Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de Resistencia a la flexión YN.** Se puede obtener mediante la figura 30.

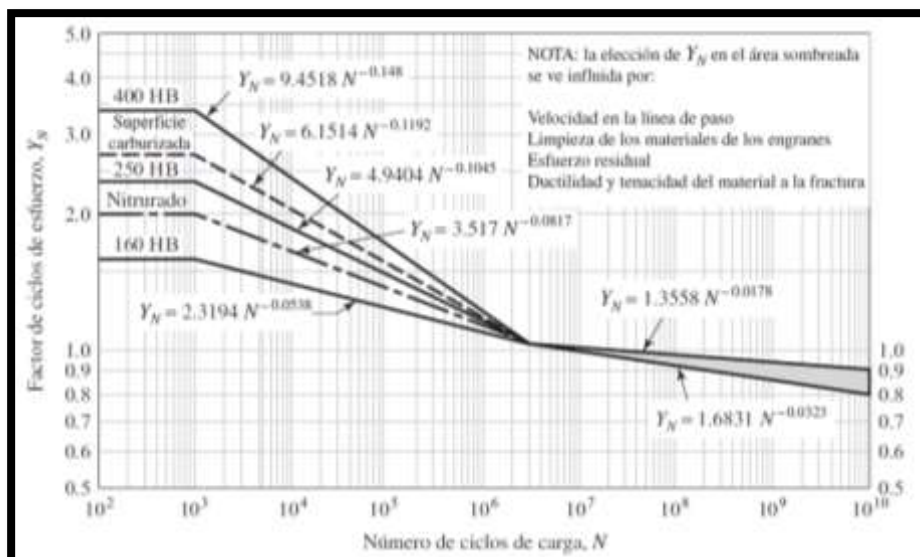


Figura 30. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados

Fuente: (Nisbett, 2012)

$$Y_N = 1.6831 \cdot N^{-0.023} = 1.2915$$

- **Factor de confiabilidad KR2.** El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material y se puede seleccionar de la tabla 12.

$$KR2 = 1$$

- **Factor de temperatura KT2.**

$$KT2 = 1$$

Teniendo en cuenta ya todos los valores podemos calcular el factor de seguridad en flexión en el piñón recto.

Ecuación 35. Factor de seguridad por flexión para engranes rectos

$$SF2 := \frac{\left(\frac{St' \cdot Y_N}{KT2 \cdot KR2} \right)}{\sigma_{pr}} = 1.4973$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

3.3.10. Desgaste de piñón recto

- **Coefficiente de elasticidad.** Ya se ha obtenido este valor mediante la ecuación 21 con un valor de:

$$CP = (1.8703 \cdot 10^5) \frac{kg^{\frac{1}{2}}}{m \cdot s^2}$$

$$Cf = 1$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

- **Relación de engranes rectos.** Teniendo como datos el número de dientes tanto del engrane como del piñón y mediante la ecuación 15. Se puede obtener el valor de la relación de los engranes rectos.

$$z_{p2} = 20 \quad z_e = 70$$

$$mG2 = \frac{z_e}{z_{p2}} = 3,5$$

- **Factor geométrico I2.** Factor geométrico o de Resistencia a la picadura se obtiene mediante la ecuación.

$$I2 = \frac{((\cos\phi \cdot \sin\phi))}{2} \cdot \frac{mG2}{mG2 - 1} = 0,225$$

- **Esfuerzo de contacto.** Mediante la ecuación 24 se tiene que.

$$\sigma_{c2} = CP \cdot \sqrt{\frac{Wtp2 \cdot Ko2 \cdot Kv2 \cdot Ks2 \cdot Km2 \cdot Cf}{dp2 \cdot F2 \cdot I2}} = 910,0222 \text{ MPa}$$

- **Resistencia superficial a la fatiga.** Acorde a la tabla 8-21 (NORTON, 2011)

$$Sc2 = 1250 \text{ MPa}$$

- **Factor de ciclos de esfuerzos.** Teniendo en cuenta el número de ciclos al que se sujeta la pieza.

Ecuación 36. Factor de ciclos de esfuerzos

$$ZN = 1.4488 \cdot (N2)^{-0.023} = 1.1118$$

Fuente: (Nisbett, 2012).

- **Factor de relación de dureza.** El piñón tiene un número de dientes menor que la corona y en consecuencia se somete a más ciclos de esfuerzo de contacto.

$$A = 8.98(10^{-3}) - 8.29 \cdot (10^{-3}) = 0.0007$$

$$CH2 = 1 + A \cdot (mG2 - 1) = 1.0017$$

- **Factor de seguridad por desgaste o picadura en el piñón recto.** A fin de calcular este valor se basa en la ecuación 38 una vez obtenidos los valores de sus factores en pasos previos a este cálculo.

Ecuación 37. Factor de seguridad por desgaste en el piñón recto

$$SH2 = \frac{\left(\frac{Sc2 \cdot ZN \cdot CH2}{KT2 \cdot KR2}\right)}{\sigma c2} = 1.5297$$

3.3.11. Cálculo de engrane recto

- **Paso diametral.** Mediante el uso de la ecuación 29 y teniendo ya el valor del número de dientes y el diámetro del engrane recto se tiene.

$$ze2 = 70 \quad dg2 = 0.07m$$

$$Pde2 = \frac{ze2}{dg2} = 1000 \frac{1}{m}$$

- **Factor geométrico.** Se obtiene mediante la gráfica de la figura 29.

$$J3 = 0,43$$

- **Velocidad en línea de paso.** La velocidad en línea de paso para el engrane cónico se obtiene mediante la ecuación 33 por lo tanto.

$$Ve2 = \frac{dg2}{2} \cdot we2 = 0.11 \frac{m}{s}$$

- **Factor de espesor de aro Kb3.** Para el cálculo del factor de espesor se tiene como dato los radios del engrane mostrados en la figura 31



Figura 31. Medidas de radios de engrane recto.

$$ht2 := 36 - 33,75 = 2,25$$

$$tr2 := 33,75 - 4,5 = 29,25$$

$$mB3 := \frac{tr2}{ht2} = 13$$

Dependiendo del valor que obtengamos de m_B podemos deducir el valor de K_B .

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B} & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases}$$

$$KB3 = 1$$

3.3.12. Esfuerzo de flexión en el engrane recto

Mediante la ecuación 35 podemos obtener el valor del esfuerzo de flexión en el engrane.

$$\sigma_{e2r} := W_{tp2} \cdot K_{o2} \cdot K_{v2} \cdot K_{s2} \cdot P_{de2} \cdot K_{m2} \cdot \frac{KB3}{F2 \cdot J3} = 304,3636 \text{ Mpa}$$

3.3.13. Factor de seguridad en flexión de engrane

Al tener menos ciclos que los demás mecanismos se tiene un factor de seguridad N_3 .

$$N3 = 10^4$$

- **Factor de ciclos de repetición.** Con el número de ciclos establecido y haciendo enfoque en la gráfica de la figura 30 podemos hallar el factor de ciclos de repetición.

$$YN2 = 1,6831 \cdot N3^{-0,023} = 1,3618$$

- **Factor de confiabilidad.** Se puede seleccionar la tabla 12

$$KR2 = 1 \quad KT2 = 1$$

El valor del factor de seguridad mediante la ecuación 36 es:

$$SF2 = \frac{\left(\frac{St \cdot YN}{KT2 \cdot KR2} \right)}{\sigma_{e2r}} = 1,9811$$

3.3.14. Esfuerzo de contacto.

Haciendo uso de la ecuación 24 podemos hallar el esfuerzo por contacto del engrane recto

$$\sigma_{c3} = CP \cdot \sqrt{\frac{Wtp2 \cdot Ko2 \cdot Kv2 \cdot Ks2 \cdot Km2 \cdot Cf}{dg2 \cdot F2 \cdot I2}} = 486,4274 \text{MPa}$$

- **Factor de ciclos de esfuerzos ZN2**

Para deducir este valor debemos recurrir a la ecuación 37 por medio del cual tenemos:

$$ZN2 = 1.4488 \cdot ((N3))^{-0.023} = 1.1722$$

- **Factor de seguridad por contacto.** Una vez obtenidos los valores para la ecuación 37 tenemos el siguiente resultado.

$$SH3 = \frac{\left(\frac{Sc2 \cdot ZN2 \cdot CH2}{KT2 \cdot KR2}\right)}{\sigma_{c3}} = 3,0175$$

3.3.15. Diseño del eje

Para el análisis de cargas es necesario encontrar las componentes en el eje x e y los cuales son la fuerza tangencial y radial mismas que se aplican directamente al eje de trasmisión de potencia.

En la figura 13 se encuentran representadas las cargas radial y tangencial un engrane conico.

- **Cargas en el engrane cónico.**

Carga tangencial en el engrane conico

$$Wtg = 288,97N$$

Carga radial en el engrane cónico. Para obtener este valor se basa en la ecuación 39.

$$\text{Con: } \phi = 20$$

Ecuación 38. Carga radial en un engrane cónico

$$Wrg = Wtg \cdot \tan((\phi)) \cdot \cos((ag)) = 47,366N$$

Fuente: (NORTON, 2011).

- **Cargas en el piñón recto.**

Carga tangencial en el piñón recto

$$W_{tp2} = 505,7N$$

Carga radial en el piñón recto

$$W_{rp} = W_{tp2} \cdot \tan(\phi) = 184,0597N$$

Fuente: (NORTON, 2011).

- **Propiedades mecánicas del acero AISI 8620.** Sus valores son obtenidos de acuerdo a la tabla del apéndice A-6 (MOTT, 2006), las propiedades del acero nos permiten diseñar el eje con las dimensiones adecuadas para las cargas a las que se encuentra sujeta la máquina.

- ✓ Resistencia a la tensión

$$S_u := 1300 \text{ MPa}$$

- ✓ Resistencia de fluencia

$$S_y := 1030 \text{ MPa}$$

- ✓ Factor de diseño

$$N = 2$$

- **Resistencia a la fatiga modificada o real.**

Para obtener su valor necesitamos encontrar el valor de la resistencia a la fatiga a la fatiga sn mediante la figura 32.

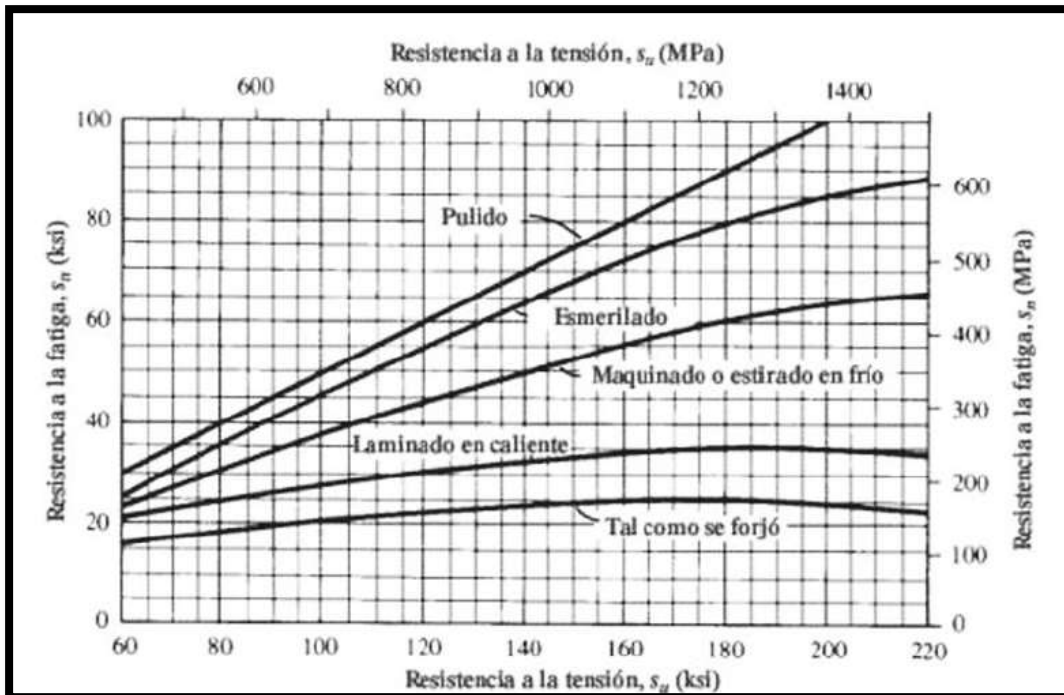


Figura 32. Resistencia a la fatiga (s_n) en función de la resistencia a la tensión (s_u)

Teniendo un valor de resistencia a la tensión (s_u) entonces podemos hallar

Un valor de resistencia a la fatiga (s_n) para un acero maquinado teniendo:

$$s_n = 434.3697 \text{ MPa}$$

- **Para el factor de confiabilidad** se adapta a los valores de la tabla 18.

Tabla 18. Factor de confiabilidad del acero para ejes

Factores de confiabilidad aproximados C_R	
Confiabilidad deseada	CR
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: (Mott, 2009)

El eje no tiene gran dimensión pero es necesario asignar un buen margen de confiabilidad por lo cual:

$$CR2 = 0.81$$

- **Factor de tamaño.** El factor de tamaño se puede escoger acorde a la tabla 19.

Tabla 19. Factor de tamaño de un eje.

Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Fuente: (Mott, 2009)

$$C_{s2} := 1$$

Por lo tanto, la resistencia a la fatiga real modificada es.

$$S'_n = s_n \cdot C_{s2} \cdot CR2 = 351.8395 \text{MPa}$$

Fuente: (Mott, 2009).

- **Análisis estático en el eje**

En la figura 33 se evidencia la acción de las fuerzas en el eje para lo cual el análisis de cargas y reacciones se las realizara en dos planos XY y XZ respectivamente.

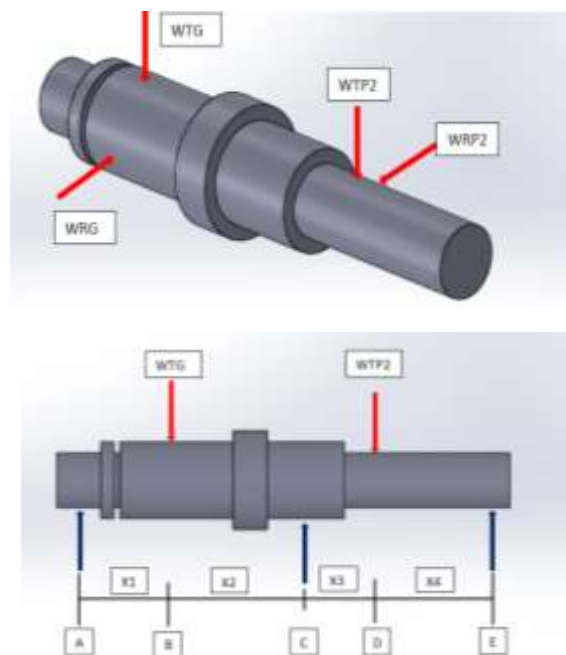


Figura 33. Cargas sobre el eje

- Análisis en el plano xy.

$$x_1 = 8.87\text{mm} \quad x_2 = 11.72\text{mm} \quad x_3 = 6.5\text{mm} \quad x_4 = 10$$

Debido a que se tiene más de dos apoyos en el eje, este se convierte en un eje estáticamente indeterminado o continuo y para su análisis de cargas y reacciones se acude a otros métodos de análisis por lo cual su diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 34.

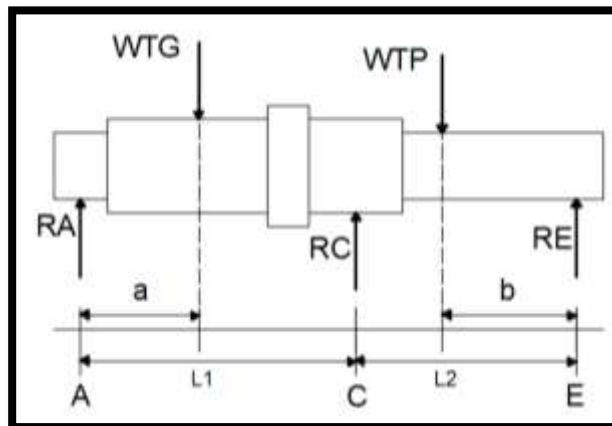


Figura 34. Eje estáticamente indeterminado

Para el análisis de un eje continuo nos basamos en la ecuación 40.

Ecuación 39. Relación de un eje continuo

$$MA \cdot L_1 + 2MC(L_1 + L_2) + ME \cdot L_2 = -\frac{WTG \cdot a(L_1^2 - a^2)}{L_1} - \frac{WTP \cdot b(L_2^2 - b^2)}{L_2}$$

Fuente:(Mott, 2009).

Donde el momento en el punto A (MA) y el momento en el punto E (ME) se quedan fuera de la ecuación debido a que los puntos A y E son extremos de tramos simplemente apoyados del eje. Fuente: (Mott, 2009)

$$WTP = 505,7N$$

$$WTG = 288,97N$$

$$a=x_1;$$

$$b=x_4;$$

$$L_1=20.59\text{mm};$$

$$L_2=16.5\text{mm};$$

Reemplazando valores en la ecuación 40 se tiene:

$$2MC(0.02059m + 0.0165m) = -\frac{288,97N \cdot 0,00887m((0,02059m)^2 - (0,00887m)^2)}{0.02059m} - \frac{505,7N \cdot 0,010m((0,0165m)^2 - (0,010m)^2)}{0,010m}$$

El valor de momento en C es:

$$MC = -1,754Nm$$

Para la determinación de reacciones en los puntos de apoyo se descompone al eje en dos estados estáticos como se muestra en la figura 35.

El estado estático 1 se compone desde el punto A hasta el punto C del eje

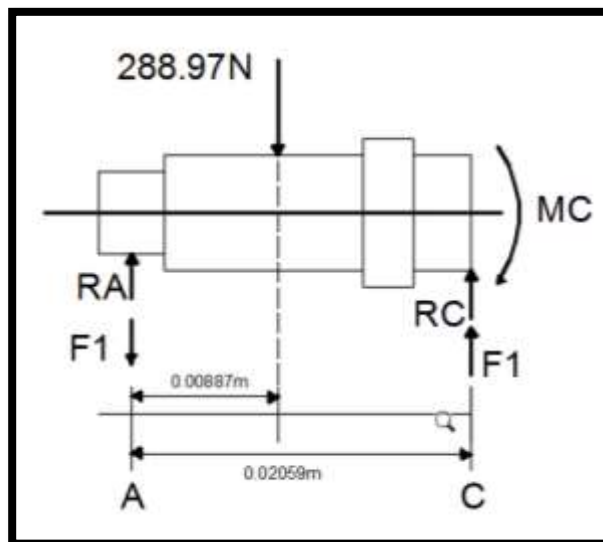


Figura 35. Estado estático 1 del eje

En el primer estado estático representado en la figura 35 se obtiene el valor de las reacciones en A y C mediante las ecuaciones de equilibrio.

$$\Sigma Fy = 0;$$

$$RA + RC = 288,97N$$

$$\Sigma MA \uparrow = 0$$

$$-288,97N(0.00887m) + RC(0.02059m) = 0$$

$$RC = 124,48N$$

$$RA = 288,97N - 124,48N$$

$$RA = 164,48N$$

También se descompone el momento en C teniendo:

$$MC = F1 \cdot L1$$

$$F1 = \frac{1.754Nm}{0.02059m}$$

$$F1 = 85,1869N$$

Esta fuerza se representa en el diagrama de cuerpo libre en la figura 35 y se suman con signo negativo en el punto extremo A y signo positivo en el punto C.

El estado estático 2 que se muestra en la figura 36 se compone desde el punto C hasta el punto E del eje.

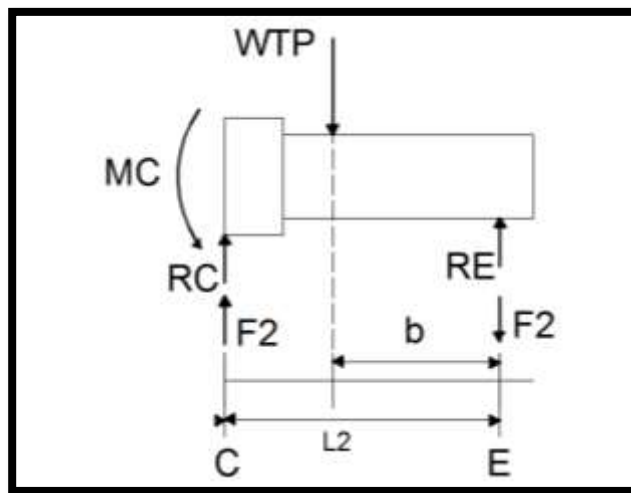


Figura 36. Estado estático 2 del eje continuo

De igual manera que en el estado estático 1 se obtiene las reacciones en los apoyos y descomponemos el momento C.

$$\Sigma Fy = 0;$$

$$RC2 + RE = 505,7N$$

$$\Sigma ME \curvearrowright = 0$$

$$-505,7N(0.01m) + RC2(0.0165m) = 0$$

$$RC2 = 306,4N$$

$$RE = 505,7N - 306,4N$$

$$RE = 199,3N$$

Se descompone el momento en este estado estático.

$$MC = F2 * L2$$

$$F2 = \frac{1.754Nm}{0.0165m}$$

$$F2 = 106.30N$$

Para obtener el diagrama resultante, figura 37 se suma, en el punto A la reacción RA con F1, en el punto C la reacción RC y RC2 además de las fuerzas F1 y F2 y, en el punto E la reacción RE Y F1 teniendo como resultado el siguiente diagrama de cuerpo libre.

$$RA' = RA - F1 = 79,3$$

$$RC' = RC + RC2 + F1 + F2 = 662,36N$$

$$RE' = RE - F2 = 93N$$

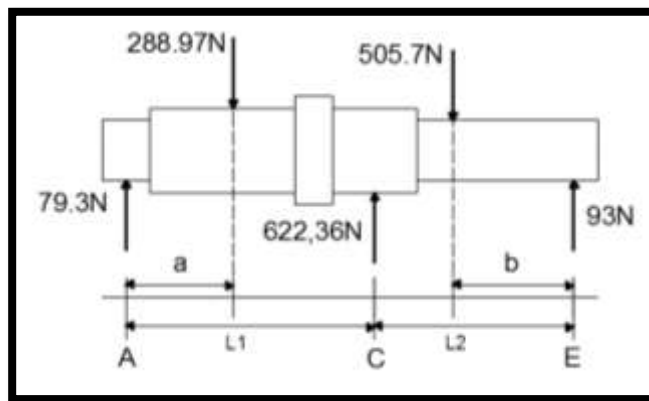


Figura 37. Diagrama resultante del eje en el plano xy

- **Análisis en el plano xz**

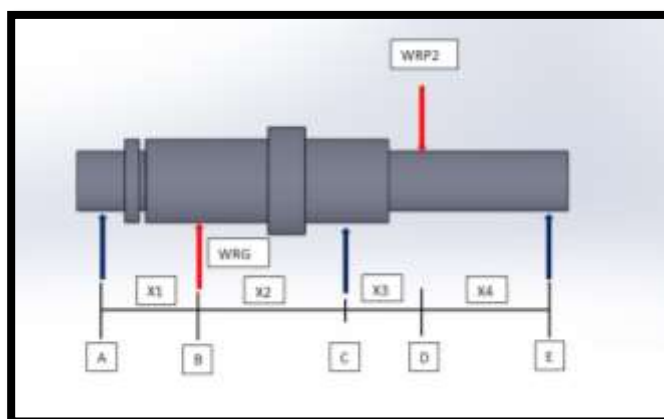


Figura 38. Cargas sobre el eje en el plano xz

El análisis del eje en este plano es similar al realizado en el plano xy mostrado en la figura 38 con el método para un eje estáticamente indeterminado.

$$Wrp = 184,0597N$$

$$Wrg = 47,36 N$$

Reemplazando los valores de las cargas en la ecuación 40 y eliminando las componentes de la ecuación de los puntos únicamente apoyados A y E se tiene.

$$2MC2(0.02059m + 0.0165m) = - \frac{31.075N * 0.00887m((0.02059m)^2 - (0.00887m)^2)}{0.02059m}$$

$$- \frac{121.60N * 0.010m((0.0165m)^2 - (0.010m)^2)}{0.010m}$$

$$MC2 = -0.522Nm$$

Estado estático 1 en el plano xz. El estado estático 1 en el plano xz se muestra en la figura 39.

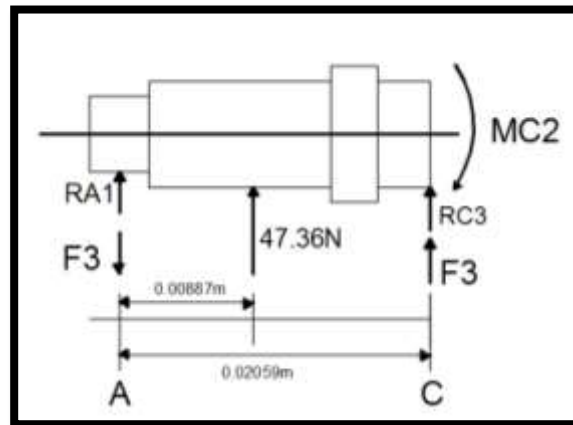


Figura 39. Estado estático 1 del eje en el plano xz

Determinamos las reacciones en los puntos A y C.

$$\Sigma Fy = 0;$$

$$RA1 + RC3 = -47,36N$$

$$\Sigma MA\hat{z} = 0$$

$$47,36N(0.00887m) + RC2(0.02059m) = 0$$

$$RC3 = -20,40N$$

$$RA1 = -47,36N + 20,40N$$

$$RA1 = -26,95N$$

Descomponemos el momento en C.

$$MC2 = F3 * L1$$

$$F3 = \frac{0.522Nm}{0.02059m}$$

$$F3 = 25,35 N$$

Estado estático 2 en el plano xz.

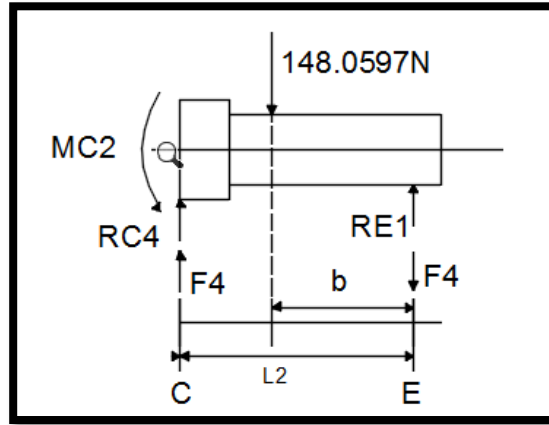


Figura 40. Estado estático en el plano xz

Determinamos el valor de las incógnitas en el estado estático 2.

$$\Sigma Fy = 0;$$

$$RC4 + RE1 = 184,0597N$$

$$\Sigma ME \uparrow = 0$$

$$-184,0597N(0.01m) + RC2(0.0165m) = 0$$

$$RC4 = 111,55N$$

$$RE1 = 184,0597N - 111,55N$$

$$RE1 = 72,5N$$

Se descompone el momento en C para obtener el valor de F4

$$MC2 = F4 * L2$$

$$F4 = \frac{0,522Nm}{0,0165m}$$

$$F4 = 31,63N$$

Ahora las fuerzas resultantes se determinan representan en el diagrama resultante del plano xz como se indica en la figura 41.

$$RA1' = RA1 - F3 = -34,18N$$

$$RC1' = RC3 + RC4 + F3 + F4 = 97,42N$$

$$RE1' = RE1 - F4 = 27,3N$$

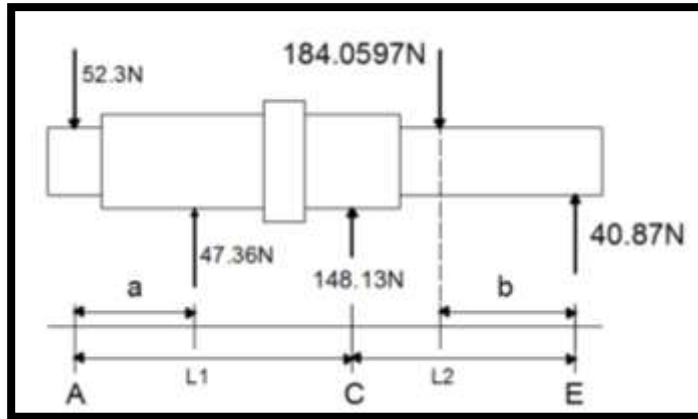


Figura 41. Diagrama resultante del estado estático 2 en el plano xz

- Diagramas de carga y momento

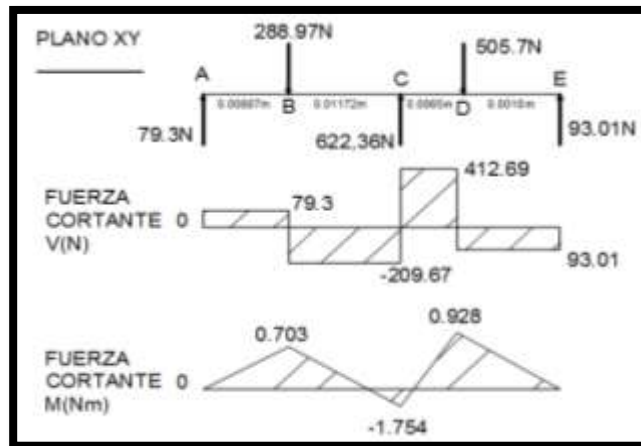


Figura 42. Diagrama de cargas y momento flector en el plano xy del eje

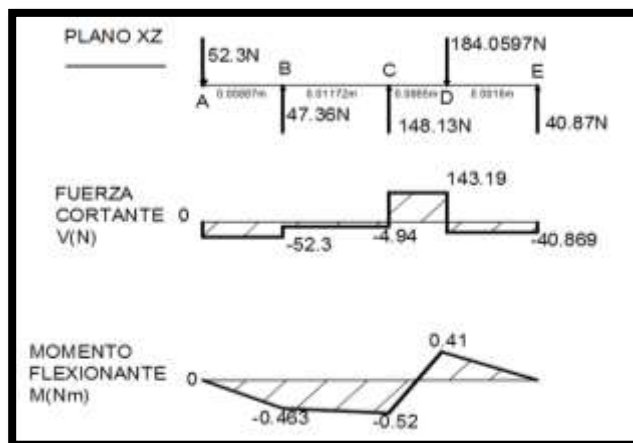


Figura 43. Diagrama de cargas y momento flector en el plano xz del eje.

- **Calculo de diámetros en el eje.**

PUNTO A

El punto A es el asiento de un rodamiento en ese punto y allí no hay momentos torsionales ni flexionantes, pero existe una fuerza cortante vertical y se emplea una resultante entre las reacciones en el punto A de planos xy y xz y mediante la ecuación 41 se tiene.

Ecuación 40. Fuerza resultante.

$$V = \sqrt{(R1)^2 + (R2)^2}$$

(Mott, 2009)

$$V_A = \sqrt{(RA')^2 + (RA1')^2}$$

$$V_A = \sqrt{(79,3N)^2 + (-52,3N)^2}$$

$$V_A = 94,99N$$

Para hallar el diámetro del eje en este punto se aplica la ecuación 42.

Ecuación 41. Diámetro requerido del eje.

$$D1 = \left(\sqrt[2]{2.94 \cdot Kt \cdot V \cdot \frac{N}{S'n}} \right)$$

Reemplazamos los valores obtenidos además del factor de concentración de esfuerzo Kt en la ecuación 42.

$$S'n = 351.8395 \text{MPa}$$

$$N = 2$$

$$Kt1 = 2.5$$

$$D1 = \left(\sqrt[2]{2.94 \cdot Kt1 \cdot V_A \cdot \frac{N}{S'n}} \right) = 0.0019m$$

PUNTO B.

En el punto B tenemos un escalón seguido de una ranura para anillo de retención para el engrane cónico por lo cual el valor de Kt2=3 y utilizaremos la ecuación 43.

Ecuación 42. Ecuación de diseño para ejes.

$$D2 := \sqrt[3]{\left(32 \cdot \frac{N}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\left((Kt) \cdot \frac{M}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

$Kt2 = 3$ Anillos de retención.

Fuente:(MOTT, 2006)

El valor del momento en B se obtiene mediante el momento resultante, ecuación 43 en los planos xy y xz como se indica en la figura 46 y 47.

Ecuación 43. Momento resultante

$$MB = \sqrt{MB1^2 + MB2^2}$$

$$MB = \sqrt{MB1^2 + MB2^2} = 0.84N \cdot m$$

La componente del par torsional en el eje se reemplaza por el valor calculado en la sección 3.2.2 de (Me)

$$Me = 5,057Nm$$

$$D2 := \sqrt[3]{\left(32 \cdot \frac{N}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\left((kt2) \cdot \frac{MB}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Me}{S_y}\right)^2}} = 0.0055m$$

PUNTO C

En el punto C se tiene otro apoyo con un rodamiento y el momento torsor transmitido es el mismo, el momento flexionante en C es la resultante mediante la ecuación 44 del momento en los planos xy y xz de acuerdo a la figura 41 y 42 y, de igual manera se utiliza la ecuación 43 para diseño de ejes.

$$MC = \sqrt{MC1^2 + MC2^2} = 1.8N \cdot m$$

Al tener chaflanes únicamente agudos de le da a Kt un valor de 2.5 y reemplazando valores se tiene el valor de diseño.

$$Kt3 = 2.5$$

$$D3 = \sqrt[3]{\left(32 \cdot \frac{N}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\left((Kt3) \cdot \frac{MC}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Me}{Sy}\right)^2}} = 0.0065m$$

PUNTO D

A la izquierda del punto D aun actúa el par torsional MD que se obtiene mediante la ecuación 44, en este punto se tiene un cuñero de perfil por lo cual le corresponde a Kt un valor de 2. Entonces.

$$MD = \sqrt[2]{MD1^2 + MD2^2} = 1.16N \cdot m$$

$$Kt4 = 2$$

$$D4 = \sqrt[3]{\left(32 \cdot \frac{N}{\pi}\right) \cdot \sqrt{\left((Kt4) \cdot \frac{MD}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{Me}{Sy}\right)^2}} = 0.0054m$$

PUNTO E

En esta sección del eje no se tiene par torsor por lo cual para hallar el diámetro del eje nos basamos en la ecuación 42 ya que tan solo es un asiento del rodamiento y no se tiene momento de torsión ni flexión, pero se tienen fuerzas cortantes y cuya resultante se calcula mediante la ecuación 41. Se utiliza un valor de $Kt = 2.5$ por el chaflán agudo en el eje.

$$V_E = \sqrt[2]{(RE')^2 + (RE1')^2} = 93,64N$$

$$Kt5 = 2.5$$

$$D5 = \left(\sqrt[2]{2.94 \cdot Kt \cdot V_E \cdot \frac{N}{S'n}} \right) = 0.0019m$$

3.4. DISEÑO DE ESTRUCTURA

3.4.1. Diseño de la estructura de soporte

Para el diseño de la estructura hacemos uso de software de modelado 3D teniendo en cuenta las dimensiones de los componentes del sistema de transmisión de potencia y las fuerzas que se derivan del mismo así como también se toma en cuenta el análisis ergonómico realizado en la investigación el cual limita la geometría del dispositivo con el fin de evitar

lesiones posteriores por mala posición de la muñeca en la jornada de trabajo, para posteriormente continuar con el ensamblaje mostrado en la figura 44.

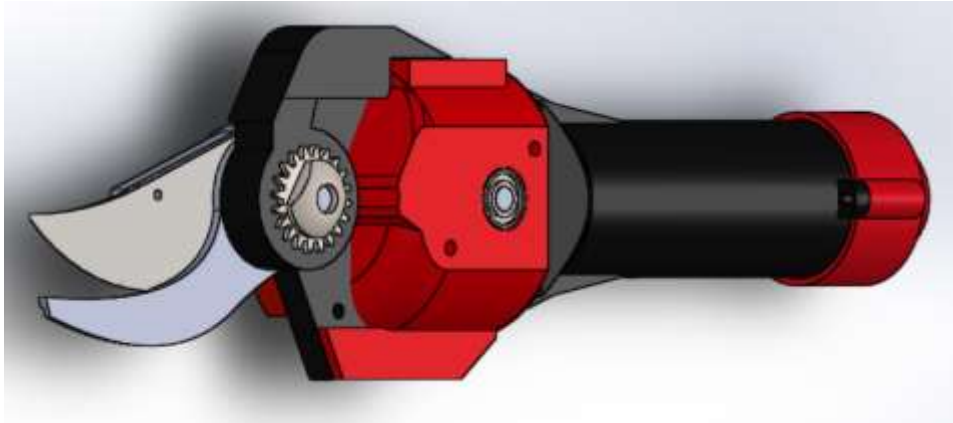


Figura 44. Prototipo 3D del dispositivo.

La estructura de soporte del sistema de transmisión se implementará mediante impresión 3D con materiales termoplásticos.

CAPITULO IV

4. DISEÑO ELECTRÓNICO Y CONTROL

4.1. Fuente de alimentación

De acuerdo a las características del motor y requerimientos necesarios del dispositivo en la industria florícola es necesario que la fuente de alimentación cuente con las siguientes características:

- Portátil ya que el recorrido en una jornada de trabajo es muy extenso y con caminos en ciertos lugares irregulares.
- Con una tensión nominal de 24 V
- Capacidad mínima de 4 horas de trabajo continuo.
- Fácil recarga.

4.1.1. Cálculo de capacidad de batería

A continuación, en la tabla 20, se muestra un balance energético en los casos de máxima carga.

Tabla 20. Balance energético.

Componente	Consumo u. [A]	Unidades	Consumo [A]	Voltaje [V]
Motor	4.1	1	4.1	24
Arduino Nano	0.047	1	0.026	5
CNY70	0.050	1	0.050	5

Los parámetros del motor son:

Potencia. $P = 70W$

Voltaje. $V = 24V$

Corriente nominal. $C = 4.1A$

Ecuación 44. Capacidad de batería

$CAh = \text{Corriente nominal del motor} * \text{tiempo de independencia requerido}$

$$CAh = 4.1A * 4h$$

$$CAh = 16Ah$$

De acuerdo con los parámetros necesarios, la batería existente en el mercado teniendo en cuenta disponibilidad y el costo de la misma es en la marca 7P5S li-ion figura 45, utilizada para bicicletas eléctricas y cuya hoja de datos se facilita como un anexo del trabajo de investigación.



Figura 45. Fuente de poder de 24 voltios

4.2. Sensor infrarrojo CNY70.

El sensor CNY70 es un dispositivo compacto que detecta la presencia de objetos mediante la reflexión de un haz infrarrojo emitido por un diodo emisor y receptado por un fototransistor ambos orientados en la misma dirección mostrada en la figura 46 y cuyos datos se indican en la tabla.





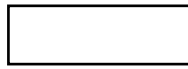
Figura 46. Sensor infrarrojo CNY70

Este sensor realiza la lectura de posición de la cuchilla gracias a que este sensor infrarrojo de distancia puede trabajar como un sensor de color de tal manera que ubicando una gama de colores tanto fuertes como suaves sobre la cuchilla podemos adquirir datos de su posición como se indica en la tabla 22 y mediante la ayuda del microcontrolador se obtiene datos entre 1 y 150 que son utilizados de acuerdo como sea necesario en la programación del sistema de control del dispositivo.

Tabla 21. Datos sensor infrarrojo CNY70

Parámetro	Valor	Unidad
Rango de operación	0 a 4,5	mm
Corriente	50	mA
Voltaje	3	V
Temperatura de Operación	100	°C

Tabla 22. Datos de salida del sensor CNY70

Color	Valor
Negro 	1-15
Gris 	40-60
Blanco 	100-150

4.3. Puentes H para el control de giro del motor DC.

Para la implementación de la etapa de control se ha dispuesto de transistores de unión bipolar (BJT) de potencia como el transistor TIP 41C (NPN) a consecuencia del amperaje consumido por el motor además de ser un elemento electrónico muy comercial lo que facilita adquisición.

Teniendo en cuenta las características físicas del transistor es necesario realizar los cálculos necesarios para las resistencias de base para lograr saturar al transistor lo que permite la conducción entre su colector y emisor teniendo en cuenta la configuración mostrada en la figura 47.

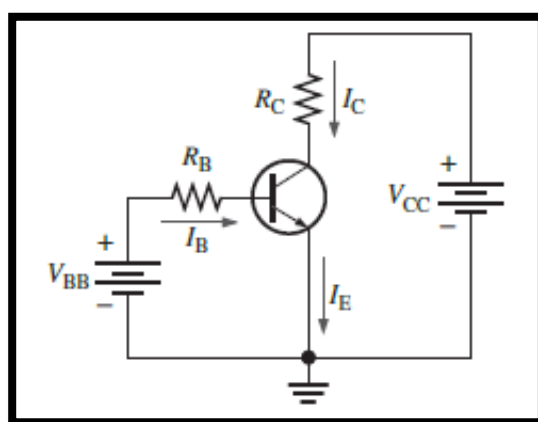


Figura 47. Configuración transistor NPN

Fuente: (FLOYD, 2008).

Teniendo como datos la fuente de alimentación de la carga V_{CC} , la corriente necesaria para la carga, la ganancia del transistor β se puede obtener la corriente de base en el transistor mediante la ecuación 45.

Datos:

$$V_{CC} = 24V$$

$$I_C = 4,1 A$$

$$\beta = 20$$

Ecuación 45. Corriente de base del transistor.

$$I_b = \frac{I_c}{\beta}$$

Fuente: (FLOYD, 2008).

$$I_b = 0,205$$

Ecuación 46. Resistencia de base del transistor.

$$R_b = \frac{V_{cc} - V_{ce}}{I_b}$$

Fuente: (FLOYD, 2008).

$$R_b = 113.60\Omega$$

El valor de la resistencia calculada no se encuentra como tal, pero se puede escoger un valor comercial cercano a este por lo cual la resistencia es de 100 Ω que trabaja perfectamente cerrando el circuito que alimenta al motor.

Para el cálculo de la resistencia de transistor 3904 realizamos un procedimiento similar con valores acorde a la hoja de datos del dispositivo electrónico.

$$V_{cc} = 5V$$

$$I_c = 0.1A$$

$$\beta = 40$$

En primera instancia obtenemos la corriente de base del transistor para posteriormente realizar el cálculo de la resistencia de base:

$$I_b = \frac{0.1A}{40}$$

$$I_b = 0.004A$$

$$R_b = \frac{V_{cc} - V_{ce}}{I_b}$$

$$R_b = \frac{5v - 0.7v}{0.004A}$$

$$R_b = 1075\Omega$$

De la misma manera seleccionamos el valor más próximo al calculado existente en el mercado siendo la resistencia de 1k Ω .

4.4. Microcontrolador y plataforma de programación

Para el funcionamiento del dispositivo es necesario que el Microcontrolador disponga tanto de entradas como salidas digitales ya que su función principal es obtener los datos de los sensores y elementos de activación así como también el de accionar el giro del motor siendo este la parte fundamental de la tarjeta de control.

El Microcontrolador escogido es el Arduino nano figura 48, ya que además de cumplir los requerimientos de los procesos de control es muy accesible, de bajo costo y su bajo consumo energético.

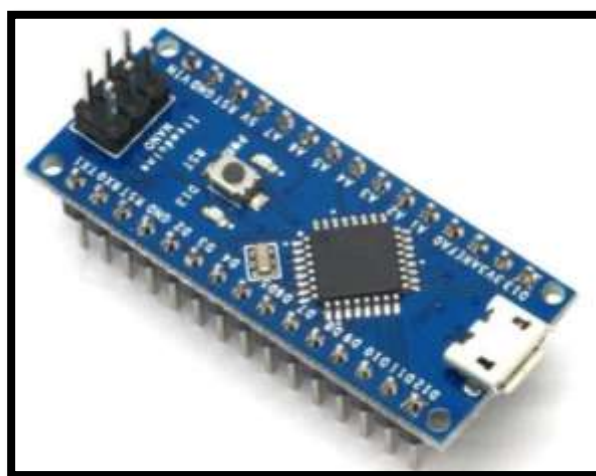


Figura 48. Arduino nano

Para el desarrollo del software de control se hará uso de la plataforma Arduino. Arduino es una plataforma electrónica de código abierto con hardware y software de baja complejidad para el desarrollo del proyecto de investigación al mismo tiempo que cuenta con todas las características detalladas en la introducción para el correcto proceso de mando en el dispositivo.

4.5. Selección del conductor

Para seleccionar el calibre del conductor se basa en la carga manejada, la distancia entre la fuente y la carga y la flexibilidad que brinda para la maniobra del dispositivo.

Acorde a la tabla 23, de AWG podemos ayudarnos a seleccionar un conductor adecuado que además este en disponibilidad en el mercado local.

Tabla 23. Calibre de cables.

CALIBRE AWG	AMPERIOS	PIES POR LIBRA
6	53.16	
7	42.04	16.00
8	33.38	20.00
9	26.56	25.20
10	21.20	31.80
11	16.60	40.10
12	13.30	50.60
13	10.50	63.80
14	8.30	80.40
15	6.60	101.40
16	5.20	125.00
17	4.10	155.00
18	3.20	203.00
19	2.60	248.00
20	2.00	323.00

Fuente: (ELECTRONICA, 2017).

El número de cable para alimentar al motor del dispositivo es número 18 AWG flexible y de buena resistencia, y para la alimentación de sensores

4.6. Selección de protección

Para proteger al sistema electrónico de cortocircuitos y sobrecargas es necesario implementar un método eficaz por lo cual se ha escogido utilizar un fusible que puede ser fácilmente montado en la caja de control, así como su revisión y sustitución en caso de que sufra algún daño en su estructura.

Teniendo como dato la corriente nominal del motor ($I_c=4,1A$) se obtiene el valor necesario del fusible mediante la ecuación

$$I_f = I_c * 1.25$$

$$I_f = 5,12A$$

Con este valor el fusible necesario es de 5 A ya que este es un valor comerciable para su adquisición

4.7. Tabla de etiquetas en el cableado eléctrico

Tabla 24. Etiquetado de cables

Nº DE ETIQUETA	DESCRIPCIÓN DE CONEXIÓN HACIA LA PLACA
1	Ánodo del sensor CNY70
2	Emisor del sensor CNY70
3	Cátodo del sensor CNY70
4	Pin (1) del pulsador
5	Pin (2) del Pulsador
6	Pin (1) Switch doble
7	Pin (2) Switch doble
8	Pin (3) Switch Doble
9	Pin negativo del Voltímetro
10	Pin negativo de la batería
11	Pin positivo de la batería
12	Guante de protección
13	Pin positivo del motor
14	Pin negativo del motor

CAPITULO V

5. CONSTRUCCION Y RESULTADOS

En este capítulo se detallan los materiales y los procedimientos para la construcción del dispositivo.

5.1. Mecanizado del sistema de transmisión de potencia.

Una vez diseñado los elementos de transmisión de potencia y mediante la ayuda de software de dibujo mecánico se realiza los planos de las piezas para su posterior mecanizado.

Para el maquinado de los componentes de la caja reductora se utiliza el acero E410 para tratamiento térmico, el cual cumple con las condiciones de diseño según lo presentado en el capítulo anterior y cuyo resultado se muestra en la figura 49.



Figura 49. Construcción de eje y engranes.

5.2. Manufactura

Los componentes especialmente estructuras de soporte fueron construidas mediante tecnología de impresión 3D, proceso de manufactura de gran progreso en la actualidad que nos brinda la facilidad de crear piezas mecánicas complejas a bajo costo y en menor tiempo.

El ABS es un termoplástico de ingeniería, obtenido mediante procesos químicos para combinar el acrilonitrilo, el butadieno y el estireno y conseguir un material con unas propiedades mecánicas excelentes mostrada en la tabla 25 (DIGITAL, 2017).

Tabla 25. Propiedades cualitativas del ABS

Resistencia a la abrasión	Alta
Permeabilidad	Todos los grados son considerados impermeables al agua, pero ligeramente permeables al vapor.
Propiedades relativas a la fricción	<i>No los degradan los aceites son recomendables para cojinetes sometidos a cargas y velocidades moderadas</i>
Estabilidad dimensional	Es una de las características más sobresalientes, lo que permite emplearla en partes de tolerancia dimensional cerrada. La baja capacidad de absorción de la resina y su resistencia a los fluidos fríos, contribuyen a su estabilidad dimensional
Pigmentación	La mayoría de estas resinas, están disponibles en colores estándar sobre pedido, se pueden pigmentar aunque requieren equipo especial.
Facilidad de unión	Se unen fácilmente entre sí y con materiales plásticos de otros grupos mediante cementos y adhesivos
Cap. de absorción	Baja
Propiedades ambientales	La exposición prolongada al sol produce una capa delgada quebradiza, causando un cambio de color y reduciendo el brillo de la superficie y la resistencia a la flexión. La pigmentación en negro provee mayor resistencia a la intemperie
Resistencia química	Generalmente buena aunque depende del grado de la resina, de la concentración química, temperatura y esfuerzos sobre las partes. En general no son afectadas por el agua, sales inorgánicas, álcalis y por muchos ácidos. Son solubles en ésteres, acetona, aldehídos y en algunos hidrocarburos clorados
Formado	Se adaptan bien a las operaciones secundarias de formado. Cuando se calientan, los perfiles extruidos, se pueden doblar y estampar.
Acabados superficiales	Pueden ser acabados mediante metalizado al vacío y electro plateado
Resistencia a la fatiga	Se presenta para cargas cíclicas o permanentes mayores a 0.7 Kg mm ²
Recocida	Se mantiene 5° C arriba de la Temp. de distorsión durante 2 a 4 h.

Fuente: (DIGITAL, 2017).

5.3. Implementación de tarjeta de control

La tarjeta de control se compone de elementos electrónicos de fácil acceso para fines de mantenimiento ante posibles fallas los cuales se especifican en la tabla 26.

Tabla 26. Lista de materiales electrónicos

Materiales electrónicos			
Componente	Descripción	Unidades	Numeración
Microcontrolador	Arduino nano	1	MC1
Diodos	1N4001	4	D1,D2
Relés	5V - 10A	3	RL1,RL2,RL3
Transistores NPN de potencia	TIP 41C	2	Q1,Q2
Transistores NPN de baja potencia	2N3904	2	Q3,Q4
Resistencias	220 Ω	2	R1,R2
	1.2K Ω	2	R3,R4
	10K Ω	1	R5
	330 Ω	1	R6
	1K Ω	1	R7
Borneras	2 entradas	2	TB1,TB2
Sócalo 1	2 entradas	1	TI1,TI2
Sócalo 2	5 entradas	2	TI3
Sensor de distancia	CNY70	1	CNY
Pulsador	7x7mm	1	
Fusible	5 Amperios	1	
Porta fusible	5 Amperios	1	
Baquelita	10x10	1	
Acido	Ácido Férrico	140g	
Regulador de Voltaje	LM 7805	1	RV7

5.3.1. Procedimiento para la implementación de la tarjeta electrónica.

- a. Ruteo de pistas de la placa electrónica mediante software.

El ancho de la pista debe ser suficiente para permitir el paso de la corriente máxima que vaya a circular por la misma por lo que se toma en cuenta la tabla 27 para el criterio de selección.

Tabla 27. Ancho de pistas Pcb's

Ancho de la pista (mm)	Corriente máxima (A)
4	10
2	5
1.5	3
1	2

Para lo cual se tiene en cuenta dos valores de corriente con las cuales trabaja la tarjeta electrónica siendo estas, 4,1 amperios con una tensión de 24 voltios que es la corriente nominal del motor para la cual se utiliza un ancho de pista de 2 mm y para las pistas en las cuales circula la corriente para el control se utiliza un ancho de pista de 1mm debido a que para ello no se manejan corrientes superiores a 1 A y con una tensión de 5 voltios.

- b. Impresión del ruteo en una hoja termotransferible.
- c. Limpieza de la capa de cobre de la placa para un buen ataque del ácido.
- d. Traspaso de pistas a la baquelita desde la hoja termotransferible mediante la aplicación de calor.
- e. Ataque del cobre mediante la aplicación del ácido férrico.
- f. Perforación para la colocación de los componentes electrónicos.
- g. Soldadura de los componentes electrónicos de acuerdo al circuito diseñado.
- h. Pruebas de funcionamiento de la tarjeta electrónica.

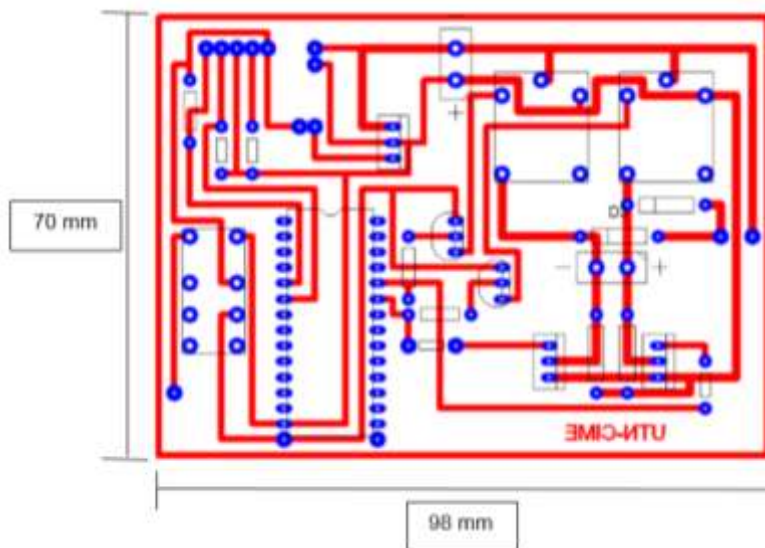


Figura 50. Ruteo de circuito electrónico.

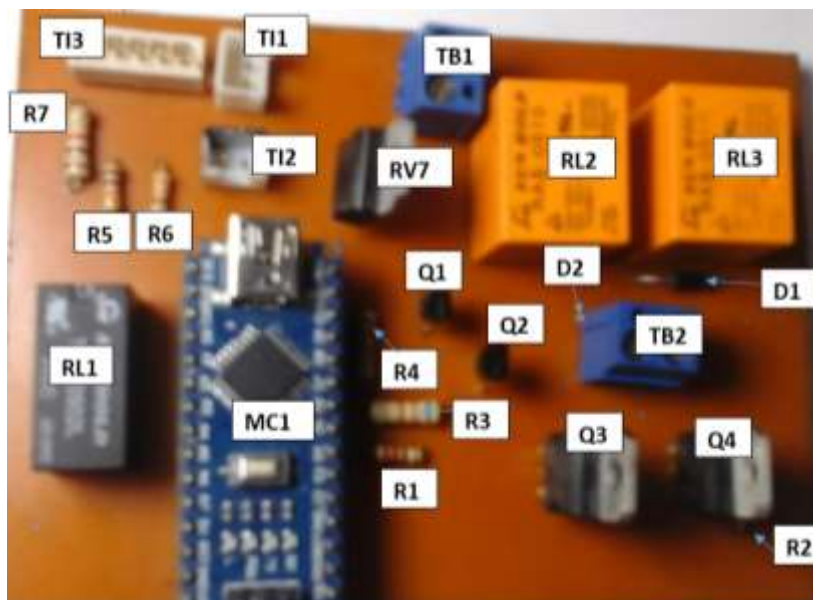


Figura 51. Tarjeta electrónica final.

5.4. Guante de seguridad

Es necesaria la implementación de un sistema de seguridad a fin de evitar posibles mutilaciones en el operador del dispositivo durante el uso del mismo debido a acciones involuntarias y que sean adecuados para la actividad florícola.

Los guantes convencionales son de material metálico como los usados en los frigoríficos para cortar carne, su estructura no le permite ser utilizada para el cultivo de rosas ya que las espinas de estas traspasan fácilmente el

guante lo que ocasionaría lastimaduras en la mano del operario y además de que su costo oscila entre 300 a 400 dólares no son guantes que permitan el bloqueo del dispositivo evitando que siga aplicándose energía al motor y por ende que la cuchilla continúe aplicando presión.

El guante diseñado para complementar al dispositivo está conformado con los guantes de cuero utilizados en la actividad florícola y cuerdas metálicas que al contacto con la cuchilla se manda una señal hacia un relé que bloquea y desenergiza por completo el circuito de control y que el actuador termine su ciclo de corte que se pueden observar en la figura 52. El dispositivo está diseñado para que el operario pueda manejar el dispositivo aun con el uso del guante ya que debido a la poca flexibilidad del cuero que lo constituye evita que se pueda realizar mayor maniobra con los dedos a fin de activar ciclo de corte.



Figura 52. Guantes de protección.

5.5. Montaje de componentes electrónicos y mecánicos del dispositivo

Para el montaje del dispositivo se inicia con la etapa mecánica para con los componentes mencionados en la tabla 28 y montados según se muestra en la figura 53.

Tabla 28. Lista de materiales mecánicos.

Materiales mecánicos		
Componente	Descripción	Unidades
Soporte de cabezal	Impresión 3D	1
Mango del dispositivo	Impresión 3D	1
Acople final	Impresión 3D	1
Tapa Izquierda	Impresión 3D	1
Tapa derecha	Impresión 3D	1
Acople sensor	Impresión 3D	1
2 tornillos	15x2ø	2
Cuchilla	Felco	1
Contra cuchilla	Felco	1
Engrane recto	Acero e410	1
Piñón recto	Acero e410	1
Engrane cónico	Acero e410	1
Piñón cónico	Acero e410	1
Rodamientos externos		2
Rodamiento interno		1
Eje del transmisión	Acero e410	1
Eje de la cuchilla	Felco	1
Tornillo de presión	Felco	1
Motor DC	Maxon 24 V	1

En el caso del sistema de transmisión fue ensamblado bajo presión para evitar el deslizamiento entre los engranes y los ejes evitando el uso de prisioneros para obtener un buen resultado en la transmisión de potencia.

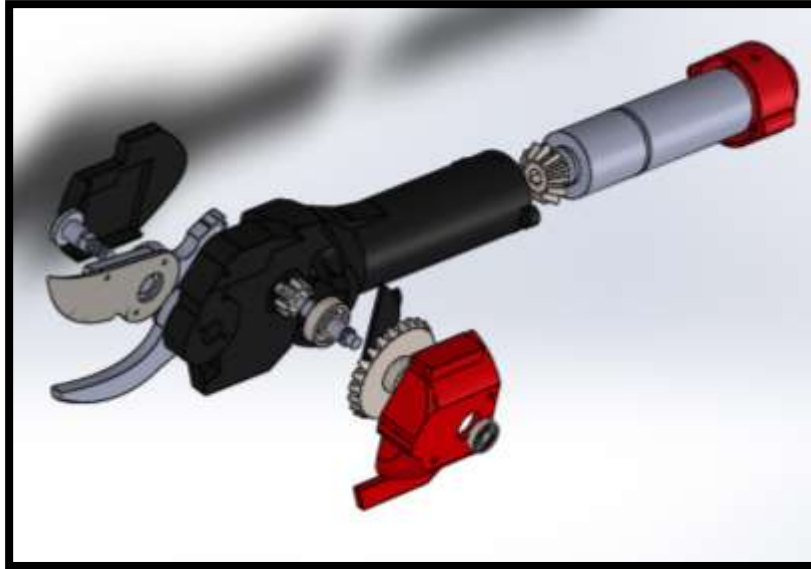


Figura 53. Modelo 3D de los componentes mecánicos.

En el siguiente paso se monta los sensores y otros elementos electrónicos sobre las cavidades destinadas a ellas en la estructura de la tijera, así como de los conductores para la adquisición de señal y alimentación del motor, todo es debidamente soldado para evitar fallos al momento de que exista movimiento o vibraciones en el dispositivo.

Una vez ensamblados tanto los componentes electrónicos y mecánicos figura 54, se verifica que correcto funcionamiento de cada de los elementos uno tanto en la transmisión como en la adquisición de señales.



Figura 54. Montaje final del dispositivo.

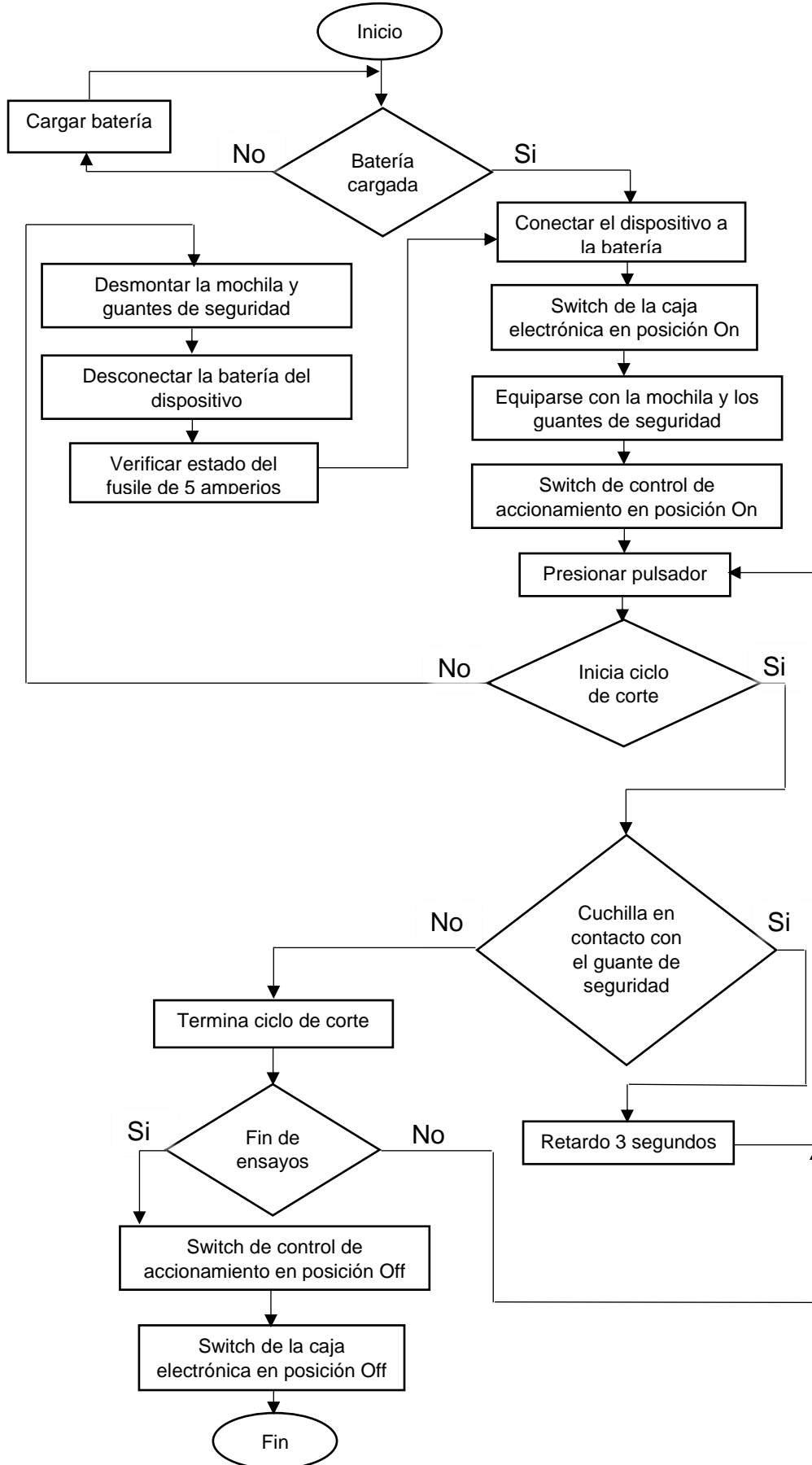
5.6. Pruebas de funcionamiento

Para los ensayos se realizaron cortes con tallos de 1.2 cm los cuales son los de mayor grosor y frecuentes durante la jornada de cosecha y cultivo de rosas con lo cual se requiere verificar la calidad de corte y la cantidad de cortes que se puede realizar con una carga de batería previas a pruebas en las florícolas como se indica en la figura 55.

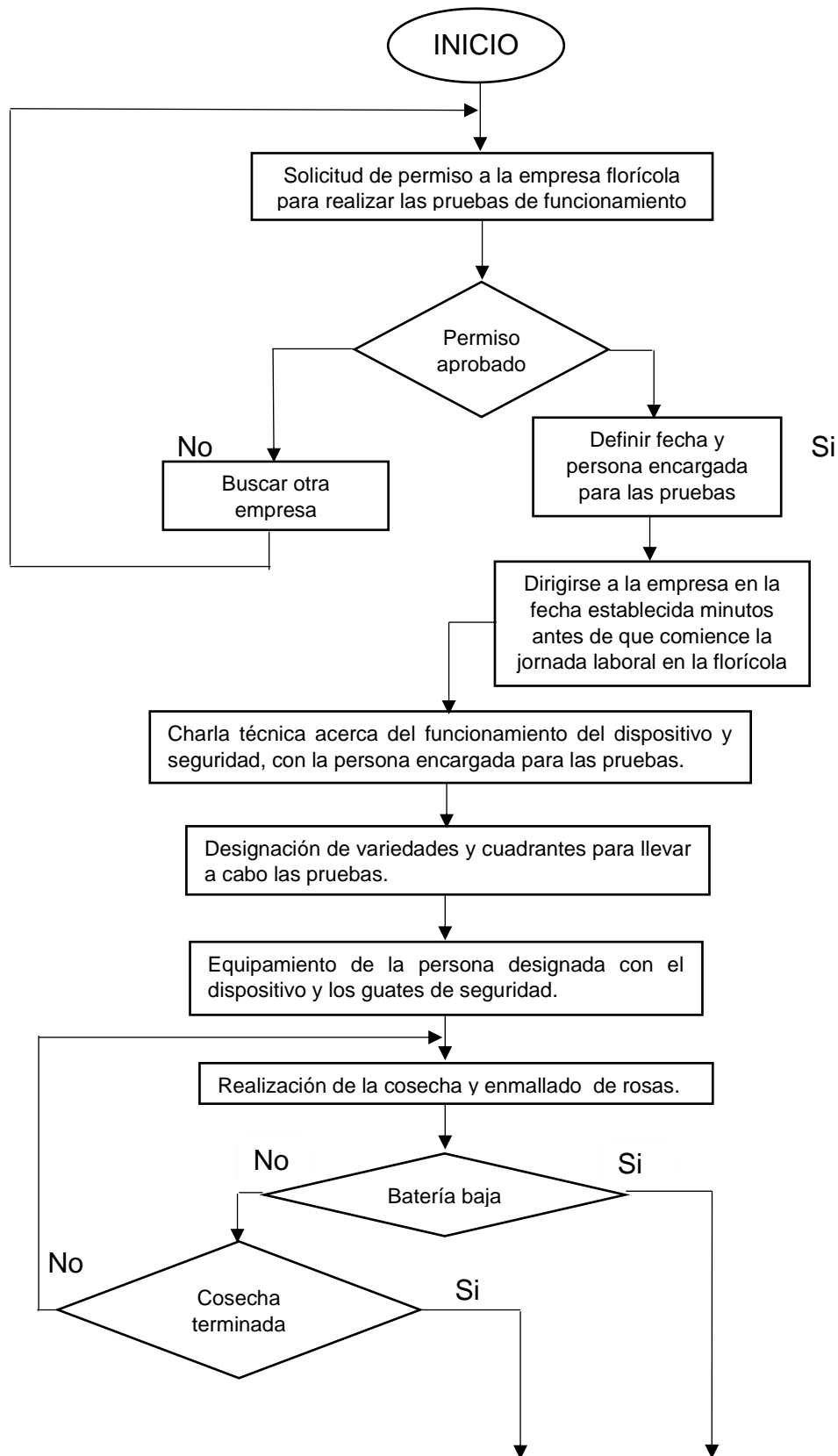


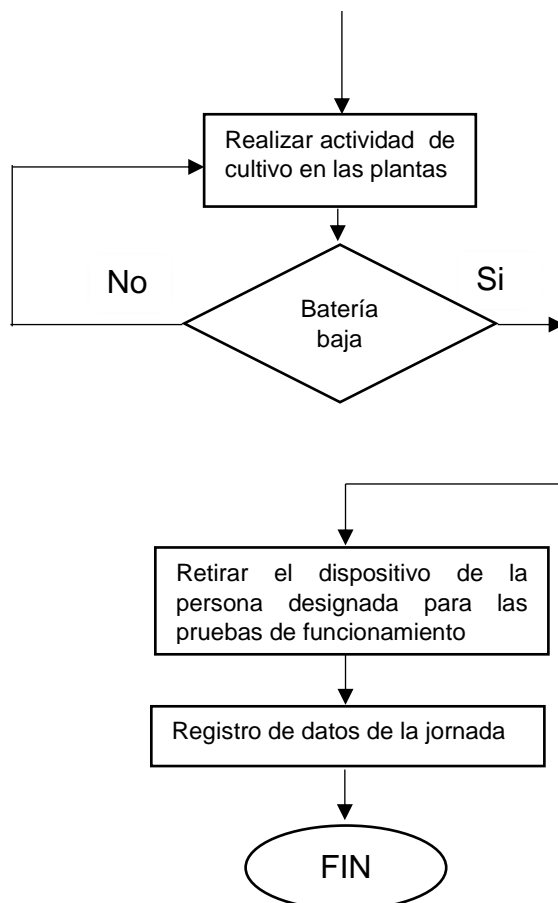
Figura 55. Ensayos de corte previos a pruebas en campo.

5.6.1. Diagrama del proceso de corte con el dispositivo.



5.6.2. Diagrama del proceso para pruebas de funcionamiento en campo.





Para las pruebas de funcionamiento en campo se contó con la ayuda de la empresa florícola ROSAS LAND con varios años como empresa exportadora de rosas especialmente en el mercado europeo.

En el proceso de prueba se asignó una trabajadora figura 56, cuya jornada está destinada a cinco variedades para la cosecha y mantenimiento de las mismas teniendo en ellas medidas de 40cm, 60cm, 70cm, 80cm de longitud.



Figura 56. Trabajadora florícola asignada para las pruebas del dispositivo.

El personal de cultivo no tiene dificultad para manejar la tijera en el proceso de cosecha además del empaque o enmallado de las rosas para su transporte hacia su pos proceso previo a la exportación figura 57, figura 58.



Figura 57. Manejo de la planta con la tijera.

En la tabla 29 se detalla los tallos cosechados en la jornada en las diferentes variedades el diámetro promedio del tallo por lo general está en proporción a la longitud del mismo.

Tabla 29. Tabla de datos obtenidos en la jornada de trabajo

Variedad	90-80cm 12mmø Tallos (u)	70-60cm 8-10mmø Tallos (u)	50-40cm 6-7 mmø Tallos (u)
MONDIAL	50	25	50
TIBET		75	50
FREEDOM	75	50	25
PINK FLOYD		50	25
EXPLORER	25	75	50
Total	150	225	200



Figura 58. Corte y emballado de rosas

En una jornada se ha cosechado 625 tallos además del proceso de cosecha se realizó una hora de limpieza de las plantas teniendo un tiempo aproximado de 5 horas de funcionamiento autónomo y en lo que resta de la jornada de la trabajadora realizo actividades que ya no era necesario el uso de la tijera.

5.7. Análisis de aceptación

El análisis de aceptación se lo realiza a fin de evidenciar la opinión de los trabajadores florícolas con respecto a la implementación del dispositivo a su jornada de trabajo y se enfoca especialmente en parámetros como peso, velocidad y el esfuerzo que realiza la muñeca, así como la importancia que tiene este proyecto en la prevención de enfermedades de tipo laboral en la industria florícola.

Para esta actividad se realizó la encuesta a los trabajadores de la empresa ROSAS LAND con las cuales se pudo realizar las pruebas de funcionamiento del dispositivo.

- **Maquinas similares.** El 80% de los encuestados tienen más de 15 años trabajando en el sector florícola, en distintas empresas en el transcurso de su vida laboral por la cual tienen conocimiento acerca de las herramientas utilizadas para el cultivo y coseche de rosas.

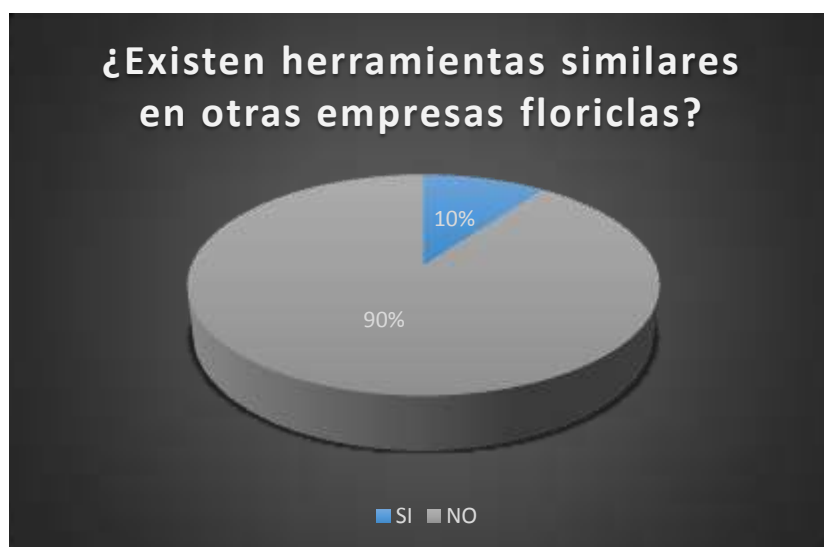


Figura 59. Datos 1- cuestionario de aceptación

El 90% de los encuestados no conoce de una empresa que cuente con dispositivos similares como la tijera eléctrica que les ayuden a realizar las actividades de cultivo y cosecha de rosas con menor esfuerzo que el requerido con las tijeras manuales como se indica en la figura 59.

El 10% conoce de una empresa que cuenta con un dispositivo similar pero dicho dispositivo no está dispuesto para las actividades de

cultivo y cosecha en la jornada laboral, sino que es utilizado únicamente para retirar tallos secos afectados por botritis, que es una enfermedad que afecta a tallos y botones de las plantas.

- **Cambio de herramienta manual por el dispositivo mecatrónico.** Los trabajadores encuestados han manejado únicamente las tijeras manuales a lo largo de su vida laboral en la actividad florícola, conocen de las consecuencias a largo plazo generadas por el uso dichas herramientas, están en la capacidad de notar una diferencia entre el esfuerzo que realiza con una tijera manual y el aplicado con el dispositivo mecatrónico y con ello considerar, si el cambio de herramientas es necesario, que no hay diferencia entre una y otra o que es innecesario para el desarrollo de sus actividades y el cuidado de su integridad física.



Figura 60. Datos 2- cuestionario de aceptación

Los encuestados en su totalidad consideran como necesario el cambio de la herramienta manual por el dispositivo mecatrónico ya que para ninguno es agradable la idea de adquirir alguna lesión de tipo laboral o la pérdida su empleo.

- **Rendimiento.** Uno de los aspectos de mayor relevancia para cualquier el trabajador florícola es el rendimiento de su trabajo acorde al tiempo en que debe realizar sus actividades, ya que de esto depende si el trabajador es considerado valioso para desarrollo de objetivos de la empresa en la que se encuentre.

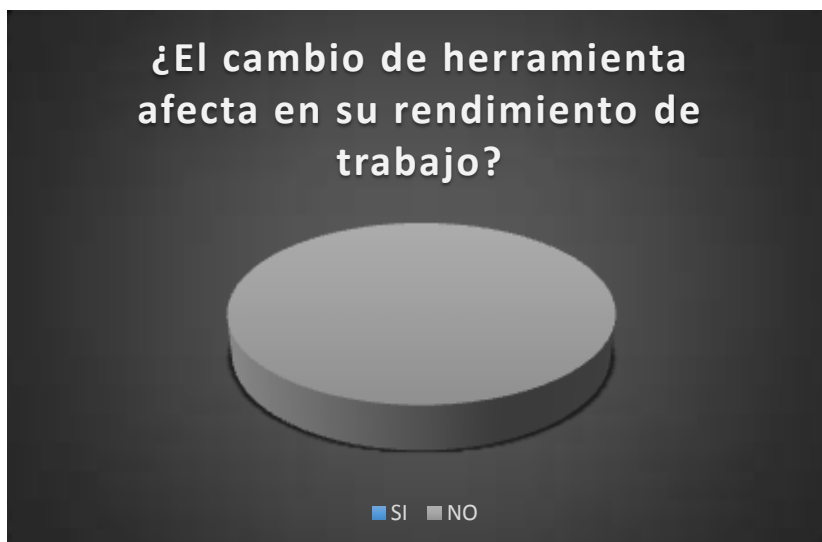


Figura 61. Datos 3- cuestionario de aceptación

El total de los encuestados considera que el cambio de herramienta no afecta a su rendimiento de trabajo ya que esto depende de la producción que se tenga en las plantas de acuerdo a la temporada en la que se encuentre, así como de aspectos de fertilización y manejo de las plantas.

- **Esfuerzo.** Es de gran importancia conocer si el dispositivo cumple con el propósito principal que es de reducir el esfuerzo de los trabajadores florícolas al mínimo, evitando con ello que adquieran lesiones de tipo laboral por el manejo continuo de las tijeras manuales.



Figura 62. Datos 4- cuestionario de aceptación

El 90% de los encuestados considera que el nivel de esfuerzo aplicado con las manos es el mínimo para el desarrollo de sus actividades.

- **Seguridad.** Es necesario de que un empleado sin importar su actividad laboral, considere que las herramientas de trabajo que le provee su empleador sea segura y que no atente a su integridad física, al ser el dispositivo para su mayoría novedoso es imprescindible cuestionar si el empleado lo considera seguro al momento de realizar sus labores diarias.

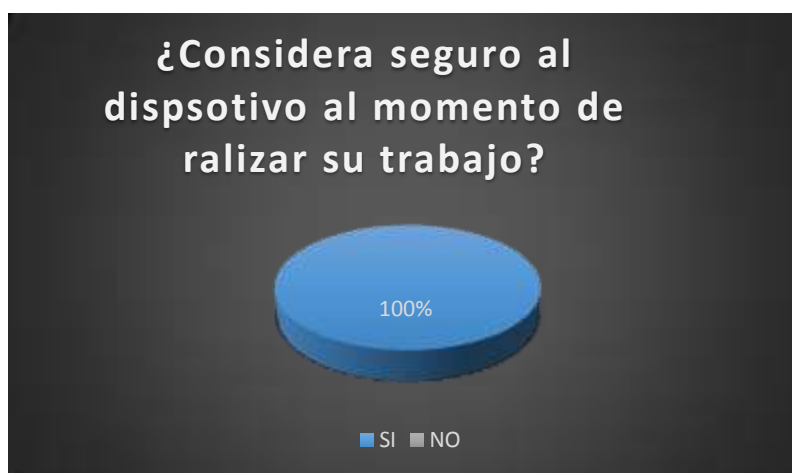


Figura 63. Datos 5- cuestionario de aceptación

El total de los encuestados considera al dispositivo como una herramienta segura siempre y cuando se la maneje de manera adecuada utilizando el guante de seguridad con el que cuenta el dispositivo.

- **Inversión.** Al ser una herramienta de trabajo con un costo distinto al de la tijera manual es razonable que un empleado esté indispuesto a invertir en el dispositivo, al mismo tiempo que el mayor beneficiario de ello sería la empresa empleadora.



Figura 64. Datos 6- cuestionario de aceptación

Todos los encuestados concuerdan en que las empresas deberían invertir en el dispositivo, no como un medio para aumentar el rendimiento de las personas sino como una acción preventiva al momento de realizar sus actividades, al ser conscientes de las lesiones de tipo laboral al que se encuentran expuestos con las tijeras manuales.

5.8. Costos del dispositivo

En la tabla 30 de costos se detalla el rubro invertido en materiales electrónicos y mecánicos, así como el costo por procesos de manufactura para la construcción de las piezas mecánicas del dispositivo.

Tabla 30. Análisis de costos

ANÁLISIS ECONÓMICO			
Concepto	Cantidad	Costo Unitario (USD)	Costo(USD)
Batería	1	200	200
Motor	1	260,7	260,7
Reductor	1	118,305	118,305
Impresión 3D	1	80	80
Mecanizado	1	150	150
Par de guantes	1	50	50
Cable # 18	2	0,6	1,2
Cable# 24	2	0,8	1,6
Sensor CNY70	1	2	2
Pulsador	1	0,25	0,25
Baquelita	1	0,4	0,4
Ácido férrico	1	0,6	0,6
Estaño	1	0,2	0,2
Arduino nano	1	7	7

Tip 41c	2	0,6	1,2
Relé 5 pines	2	1	2
Relé 8 pines	1	1	1
Transistor 3904	2	0,5	1
Resistencias	7	0,15	1,05
Borneras 2 entradas	2	0,4	0,8
Swith	2	0,6	1,2
Voltímetro	1	5	5
Sócalo para el microcontrolador	1	0,5	0,5
Terminales para bus de datos	1	1	1
Terminal macho, hembra C#18	1	1,5	1,5
Cuchilla felco	1	8	8
Contra cuchilla Felco	1	10	10
Rodamiento 1	1	1	1
Rodamiento 2	2	4	8
Tornillos	2	0,15	0,3
Prensa estopa	2	0,4	0,8
Energía eléctrica	1	0,8	0,8
COSTO TOTAL			917,405

CAPITULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- El dispositivo cumple con las necesidades de la actividad florícola, con una autonomía de 5 horas de trabajo, ofreciendo diámetros de corte de hasta 1,2cm con el mínimo esfuerzo ejercido por parte del trabajador florícola.
- Se ha implementado un dispositivo de bajo costo a comparación de marcas reconocidas a nivel mundial con características únicas y necesarias para el cultivo y cosecha de rosas.
- Es de gran importancia el aporte de la tecnología de impresión 3D hacia los proyectos de investigación en mecatrónica ya que permite realizar prototipos de materiales termoplásticos con geometrías complejas, de gran resistencia y cada vez más comunes en proyectos de ingeniería.
- La seguridad del trabajador florícola no se ve en riesgo debido al uso del dispositivo ya que éste cuenta con el guante de seguridad como medio de protección frente cortes involuntarios.
- El rendimiento de los trabajadores no se ve afectado por el uso del dispositivo tanto en el proceso de cosecha como en el mantenimiento de las plantas.
- Es necesario operar el dispositivo con el uso del guante de seguridad ya que la fuerza generada por la tijera puede herir de gravedad a una persona

6.2. Recomendaciones

- Se recomienda realizar más investigaciones a fondo acerca del método de control de los motores sin escobillas para futuros diseños ya que estos al no tener fricción por escobillas pueden brindar mayor potencia a futuras mejoras del dispositivo mostrado en este trabajo.
- Para futuros diseños se recomienda investigar y adoptar métodos de manufactura para engranes que puedan reemplazar el mecanizado y a medida de ello reducir tiempo y costos de producción
- Es necesario analizar las composiciones químicas de los artículos que se desee importar ya que muchos de estos tienen restricción en su transporte debido a la peligrosidad que implica su traslado así como lo es el Litio del cual se conforman principalmente las baterías.

BIBLIOGRAFÍA

- Agrobimer*. (20 de Octubre de 2016). Obtenido de <http://www.agrobimer.es/f3010/129-tijera-podar-f3010.html>
- ARDUINO. (20 de Marzo de 2017). *Guia de introduccion* . Obtenido de <https://www.arduino.cc/en/Guide/Introduction>
- CCA. (20 de 12 de 2016). *Sensores de posicion*. Obtenido de Home: http://www.ccamx.com.mx/s_de_posicion.html
- Constituyente, A. (2008). *Constitucion Politica de la Republica del Ecuador* . Montecristi.
- Diego-Mas, J. A. (20 de 10 de 2016). *Hergonautas*. Obtenido de Evaluación de la repetitividad de movimientos mediante el método JSI: <http://www.ergonautas.upv.es/metodos/jsi/jsi-ayuda.php>
- DIGITAL, F. (06 de Febrero de 2017). *FABRICA DIGITAL*. Obtenido de Nuevos materiales para impresion 3D: <https://fabricadigital.org/2017/03/nuevos-materiales-para-impresion-3d-de-filament-pm/>
- Electronilab. (5 de 01 de 2017). *Ingenieria y diseño electronico*. Obtenido de <https://electronilab.co/tienda/arduino-nano-v3-atmega328-5v-cable-usb/>
- FLOYD, T. L. (2008). *Dispositivos electrónicos*. Mexico: PEARSON EDUCATION.
- G IESECKE, F. y. (2013). *Dibujo técnico con gráficas de ingeniería*. Mexico: PEARSON EDUCATIONS.
- IESS. (2010). *Resolucion administrativa N°.- 12000000-536*. Quito.
- IFAMCO. (25 de SEPTIEMBRE de 2016). *ELECTROCUP F315*. Obtenido de <https://www.infaco.com/es/productos/f3015/ficha-producto>
- Industry, D. (15 de Diciembre de 2016). *Direct Industry*. Obtenido de Home: <http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/engranaje-recto-149856.html>
- LITARDO, J. (25 de Noviembre de 2016). *ACADEMIA*. Obtenido de Diseño de control pwm para motores DC: http://www.academia.edu/8657179/Dise%C3%B1o_de_un_control_de_motores_DC_por_PWM
- MARCAS, O. E. (28 de Octubre de 2016). *Solicitud de modelo de utilidad*. Obtenido de http://www.espatentes.com/pdf/1047958_u.pdf

- Mateus, C. (13 de 10 de 2006). *MANUAL PARA LA ADQUISICIÓN DE HERRAMIENTAS EN EL TRABAJO*. Bogota. Obtenido de HERRAMIENTAS MANUALES.
- MOTORS, M. (5 de Noviembre de 2016). *HOME*. Obtenido de <http://www.maxonmotor.es/maxon/view/content/index>
- MOTT, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Mexico : PEARSON EDUCATION.
- Mott, R. I. (2009). *Resistencia de materiales*. Mexico: Pearson educación.
- Nisbett, R. G. (2012). *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY*. Mexico DF: Mc Graw Hi.
- NORTON, R. L. (2011). *DISEÑO DE MAQUINAS*. Mexico: Pearson Educacion.
- PUCE. (20 de 10 de 2016). *Economía de finanzas internacionales*. Obtenido de La industria de las rosas en Ecuador: <http://www.puce.edu.ec/economia/efi/index.php/economia-internacional/14-competitividad/171-la-industria-de-las-rosas-en-el-ecuador>
- Rosadex*. (20 de Noviembre de 2016). Obtenido de Home: <http://www.rosadex.com/home/>
- Savedra Luis, Q. L. (11 de 10 de 2016). *Análisis dinámico de las herramientas de corte de rosas*. Obtenido de Análisis dinámico de las herramientas de corte de rosas: www.infopreben.com/index.php/item/.../129_c0d6cd1443f82f674dc3a09374a367eb
- UU., B. N. (6 de Noviembre de 2016). *Medline Plus*. Obtenido de Síndrome de túnel carpiano: <https://medlineplus.gov/spanish/ency/article/000433.htm>

ANEXOS

ANEXO 1. Hoja de datos de la batería

- 24 v 10a 7P5S max energía de la batería de iones de litio baterías para e moto 24 v 250 w motor con cargador + BMS
- 24 V 10AH batería Li-ion con el Caso Del PVC, BMS incorporado, cargador
- Aplicación: bicicleta ebike, scooter eléctrico, patín eléctrico, silla de ruedas eléctrica
- Ciclos de vida: Más de 1000 veces
- Pliego de condiciones:
- Tensión nominal: 24 V
- Tensión de salida: 18-29.4 V
- Capacidad de la batería: \$ Number Ah
- Dimensiones: 130*68*100mm (Se Puede personalizar)
- Peso Total: 1.95 kg alrededor
- Circuito interno de protección: sobrecarga, sobre descarga, sobre corriente, cortó circuito de protección
- Peso de la batería: alrededor de 1750g
- Embalaje: PVC Azul
- Las células de la batería en el interior: Gran marca 18650 células.
- [Rcp de descarga de la batería]:
- Corriente Nominal de descarga: $\leq 15A$
- El pico máximo de corriente: 30A
- Corriente de funcionamiento máxima: 15A
- El embalar incluido:
- 1.24 V 10Ah Li-ion Batería con el tablero de BMS Incorporado
- 2. de Alta calidad EE. UU./enchufe de LA UE del Cargador (29.4 V 2.0A)

ANEXO 2. Hoja de datos del motor

Descripción

Los motores maxon DCX destacan por una inigualable densidad de potencia (par por volumen) y por su absoluta estabilidad de marcha. Su robusto diseño, junto con su bobinado carente de hierro, patentado en todo el mundo, hace que los motores DCX sean altamente dinámicos en casi toda situación imaginable.

El DCX 32 L es un grupo de potencia con escobillas de grafito y rodamientos de bolas precargados. Al igual que en todos los motores DCX, las interfaces mecánicas y eléctricas son configurables.

Especificaciones

Valores a tensión nominal

Tensión nominal	24 V
Velocidad en vacío	8270 rpm
Corriente en vacío	164 mA
Velocidad nominal	7710 rpm
Par nominal (máx. par en continuo)	108 mNm
Corriente nominal (máx. corriente en continuo)	4.12 A
Par de arranque	1980 mNm
Corriente de arranque	72.5 A
Máx. rendimiento	89 %

Datos característicos

Resistencia entre terminales	0.331 Ω
Inductancia en terminales	0.103 mH
Constante de par	27.3 mNm/A
Constante de velocidad	350 rpm/V
Relación velocidad/par	4.24 rpm/mNm
Constante mecánica de tiempo de arranque	3.24 ms
Momento de inercia del rotor	72.8 gcm ²

Datos térmicos

Resistencia térmica carcasa-ambiente	7.28 K/W
Resistencia térmica bobinado-carcasa	2.3 K/W
Constante de tiempo térmica del bobinado	42.2 s
Constante de tiempo térmica del motor	837 s
Temperatura ambiente	-40...+100 °C
Máx. temperatura de bobinado	+155 °C

Datos mecánicos

Tipo de rodamiento/cojinete	Rodamiento de bolas
Velocidad límite	11300 rpm
Juego axial	0 - 0.1 mm
Juego radial	0.02 mm
Máx. carga axial (dinámica)	7 N
Máx. fuerza axial de montaje a presión (estática)	22 N
(estático, eje apoyado)	2500 N
Máx. carga radial	65 N, 5 mm desde la brida

Más especificaciones

Número de pares de polos	1
Número de segmentos de colector	11
Número de ciclos de esterilización	0

Producto

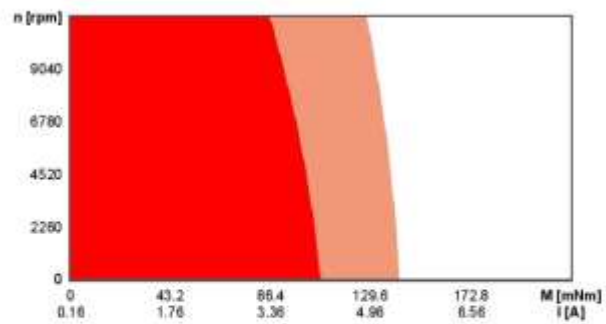
Peso	320 g
------	-------

Diagrama de área

<https://www.maxonmotor.es/maxon/view/catalog/>

26/12/2017

maxon motor - Online Shop



Continuous operation range

Short term operation range

Descargas:

 Páginas del catálogo

- > Páginas del catálogo (deutsch, PDF 163 KB)
- > Páginas del catálogo (english, PDF 170 KB)
- > カタログのページ (日本語, PDF 261 KB)

Versión 2017
 Versión 2017
 Versión 2015

ANEXO 3. Hoja de datos del reductor

 [Imprimir detalles del artículo](#)

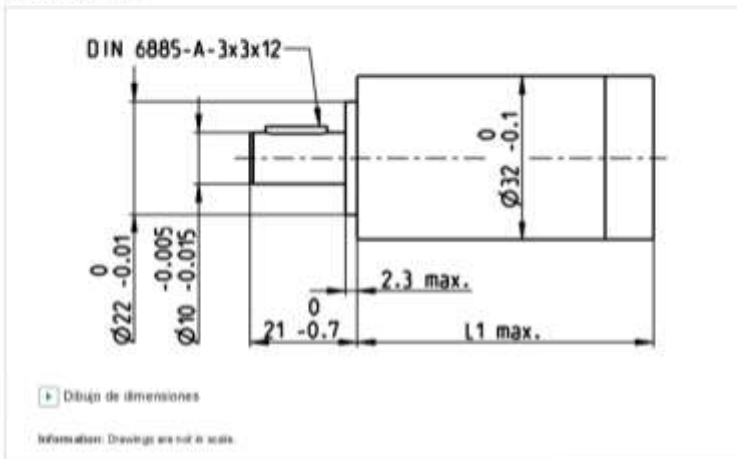
Descripción

Los reductores maxon GPX destacan por su altísima transmisión de fuerza en un formato muy pequeño. Su diseño modular sienta las bases de una solución específica para cada cliente. El empleo de una salida de fuerza reforzada les permite transmitir altos pares de fuerza.

Las interfaces mecánicas pueden configurarse.

Especificaciones

Ilustraciones técnicas



Datos generales

Tipo de reductor	GPX
Diámetro exterior	32 mm
Versión	High Power

Datos del reductor

Relación de reducción	35 : 1
Relación de reducción absoluta	4554/130
Número de etapas	2
Máx. par en continuo	4 Nm
Par de fuerza admisible brevemente	6 Nm
Sentido de giro, de motor a eje de salida	=
Máx. rendimiento	76 %
Holgura media del reductor sin carga	0.7 °
Momento de inercia	13 gcm ²
Longitud del reductor (L1)	48.3 mm
Máx. potencia transmisible en continuo	110 W
Máx. potencia transmisible brevemente	140 W

Datos técnicos

Juego radial	máx. 0.1 mm, 5 mm desde la brida
--------------	----------------------------------

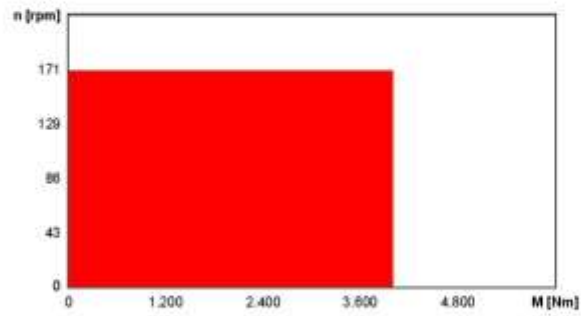
26/12/2017

maxon motor - Online Shop

Juego axial	0 - 0.1 mm
Máx. carga radial	200 N, 10 mm desde la brida
Máx. carga axial (dinámica)	110 N
Máx. fuerza axial de montaje a presión	200 N
Máx. velocidad de entrada en continuo	6000 rpm
Máx. velocidad de entrada brevemente	7500 rpm
Rango de temperatura recomendado	-40...+100 °C
Número de ciclos de esterilización	0

Producto	
Peso	230 g

Diagrama de área


 Short term operation range

Descargas

 Páginas del catálogo

- > Páginas del catálogo (deutsch, PDF 70 KB)
- > Páginas del catálogo (english, PDF 74 KB)

Versión 2017
Versión 2017

ANEXO 4. Componentes electrónicos

ANEXO 4.1. Hoja de datos rele.

GS



Main Feature

1. 92/8 gold silver alloy on silver palladium contact type is suitable for low level switching application.
2. Small size and light weight can provide high density P.C. Board mounting.
3. 2.54mm Terminal Pitch.
4. Low Coil Power Consumption of GS-T Type and high Coil Power Consumption of GS-D type are available to meet user's selection.
5. Employment of suitable plastic materials to be applied to high temperature and various chemical solution.
6. Plastic epoxy resin sealed type for washing procedure.

Application

Telecommunication, domestic appliances, office machine, audio equipment, Remote Control, etc.

Contact Rating

- Nominal Load (Resistive Load $\cos \phi = 1$)
Contact Capacity1A at 120VAC.
2A at 24VDC.
Rated Carrying Current2A.
Max. Allowable Current2A.
Max. Allowable VoltageAC 120V, DC 24V.
Max. Allowable Power Force .50 VA, 30W.
Min. Switching LoadDC 1V, 1mA.
- Contact MaterialAg Alloy.
- Contact FormDPDT.

Performance (at Initial Value)

- Contact Resistance100m Ω Max.@100mA,6VDC
- Operate TimeGS-D 6 mSec. Max.
GS-T 8 mSec. Max
- Release Time4 mSec. Max.
- Dielectric Strength :
Between Coil & Contact1,000VAC at 50/60 Hz
for one minute.
Between Contacts500VAC at 50/60 Hz
for one minute.
- Surge Resistance1,500V (between coil
& contact 1.2x50 μ Sec.)
- Insulation Resistance100 Mega Ω Min. at
500VDC.

- Max. On/Off Switching :
Electrical30 Ops per Minute.
Mechanical300 Ops per Minute.
- Temperature Range-30~80°C
- Humidity Range45~85% RH.
- Coil Temperature Rise25°C Max. (D Type)
20°C Max. (T Type)
- Vibration :
Endurance10 to 55 Hz dual
amplitude width 1.5mm.
Error Operation10 to 55 Hz dual
amplitude width 1.5mm.
- Shock :
Endurance1,000 m/S² Min.
Error Operation100 m/S² Min.
- Life Expectancy :
Mechanical10⁷ Operations at No
Load condition.
Electrical10⁵ Operations at
Rated Resistive Load.
- WeightAbout 5.0 g.

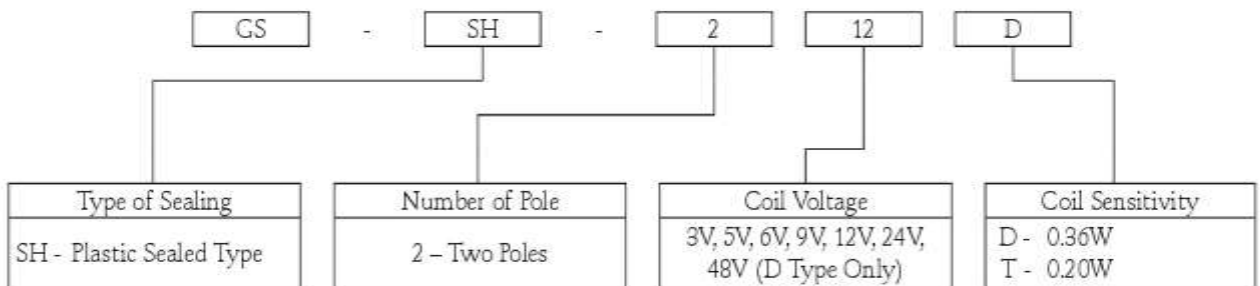
Safety Standard & Its File Number:

- C-UL E141060

Coil Specification (at 20°C)

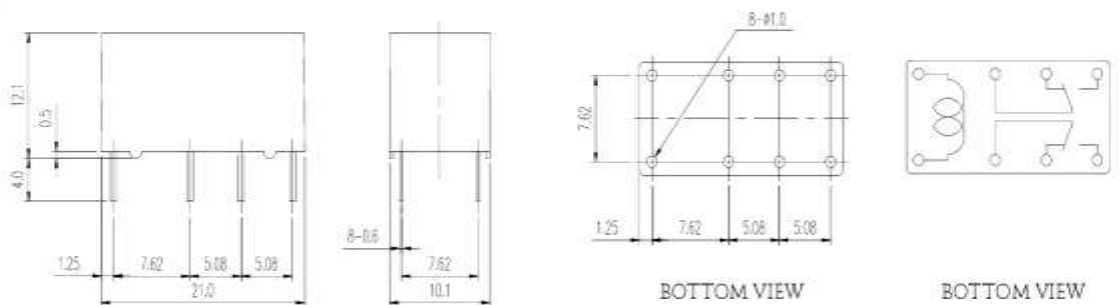
Coil Sensitivity	Nominal Voltage (VDC)	Nominal Current (mA)	Coil Resistance ($\Omega \pm 10\%$)	Power Consumption (W)	Pull-In Voltage (VDC)	Drop-Out Voltage (VDC)	Maximum Allowable Voltage (VDC)
GS - D	3	120	25	Abt. 0.36	75% Maximum	10% Minimum	150%
	5	71.4	70				
	6	60	100				
	9	40	225				
	12	30	400				
	24	15	1,600				
GS - T	3	66.7	45	Abt. 0.20	75% Maximum	10% Minimum	150%
	5	40	125				
	6	33.3	180				
	9	22.2	405				
	12	16.7	720				
	24	8.3	2,880				

Ordering Information:

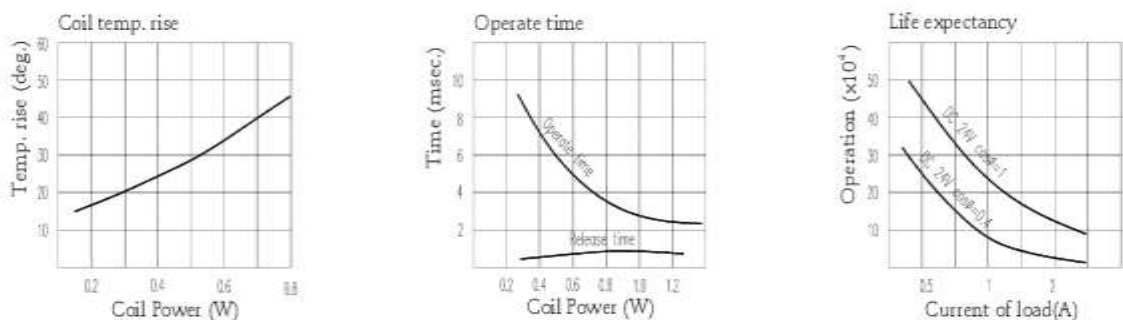


Dimension:

GS-SH



Reference Data:



ANEXO 4.2. Hoja de datos TIP 41



**COMPLEMENTARY SILICON PLASTIC
POWER TRANSISTORS**

... designed for use in general purpose power amplifier and switching applications.

FEATURES:

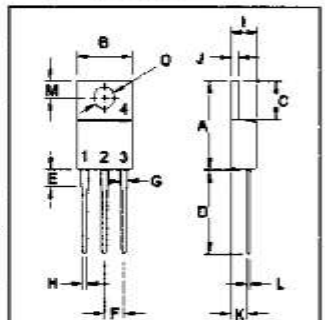
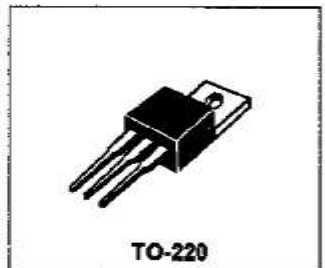
- * Collector-Emitter Sustaining Voltage - $V_{CE(sust)}$ = 40V(Min)- TIP41, TIP42
60V(Min)- TIP41A, TIP42A
80V(Min)- TIP41B, TIP42B
100V(Min)-TIP41C, TIP42C
- * Collector-Emitter Saturation Voltage- $V_{CE(sat)}$ = 1.5V(Max)@ $I_C = 6.0A$
- * Current Gain-Bandwidth Product $f_T = 3.0$ MHz (Min)@ $I_C = 500mA$

NPN	PNP
TIP41	TIP42
TIP41A	TIP42A
TIP41B	TIP42B
TIP41C	TIP42C

**6 AMPERE
COMPLEMENTARY SILICON
POWER TRANSISTORS
40 -100 VOLTS
65 WATTS**

MAXIMUM RATINGS

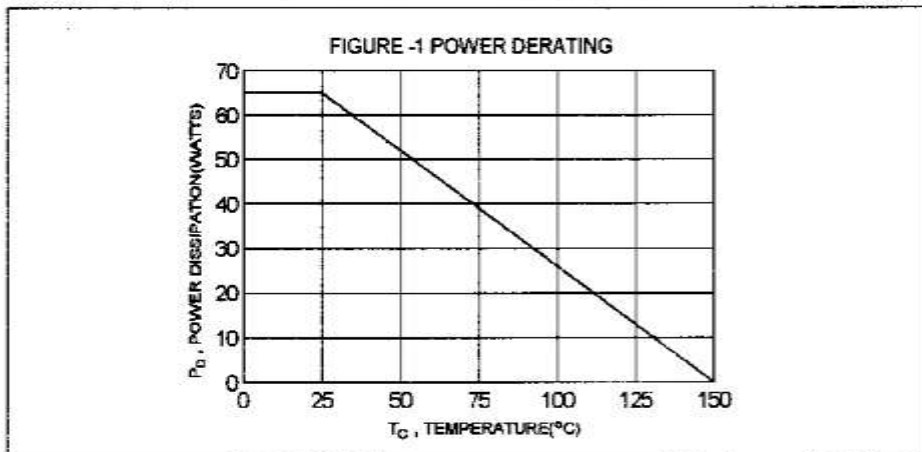
Characteristic	Symbol	TIP41 TIP42	TIP41A TIP42A	TIP41B TIP42B	TIP41C TIP42C	Unit
Collector-Emitter Voltage	V_{CEO}	40	60	80	100	V
Collector-Base Voltage	V_{CBO}	40	60	80	100	V
Emitter-Base Voltage	V_{EBO}	5				V
Collector Current - Continuous - Peak	I_C	6 10				A
Base Current	I_B	2				A
Total Power Dissipation@ $T_C = 25^\circ C$ Derate above $25^\circ C$	P_D	65 0.52				W W/ $^\circ C$
Operating and Storage Junction Temperature Range	T_J, T_{STG}	-65 to +150				$^\circ C$



PN 1.BASE
2.COLLECTOR
3.EMITTER
4.COLLECTOR(CASE)

THERMAL CHARACTERISTICS

Characteristic	Symbol	Max	Unit
Thermal Resistance Junction to Case	$R_{\theta jc}$	1.92	$^\circ C/W$



DIM	MILLIMETERS	
	MIN	MAX
A	14.68	15.31
B	9.78	10.42
C	5.01	6.52
D	13.06	14.62
E	3.57	4.07
F	2.42	3.66
G	1.12	1.36
H	0.72	0.96
I	4.22	4.98
J	1.14	1.38
K	2.20	2.97
L	0.33	0.55
M	2.48	2.98
O	3.70	3.90

TIP41, TIP41A, TIP41B, TIP41C NPN / TIP42, TIP42A, TIP42B, TIP42C PNP

ELECTRICAL CHARACTERISTICS ($T_c = 25^\circ\text{C}$ unless otherwise noted)

Characteristic	Symbol	Min	Max	Unit
OFF CHARACTERISTICS				
Collector-Emitter Sustaining Voltage(1) ($I_C = 30\text{ mA}$, $I_B = 0$)	TIP41, TIP42 TIP41A, TIP42A TIP41B, TIP42B TIP41C, TIP42C	$V_{CE(sus)}$	40 60 80 100	V
Collector Cutoff Current ($V_{CE} = 30\text{ V}$, $I_B = 0$) ($V_{CE} = 60\text{ V}$, $I_B = 0$)	TIP41, TIP42, TIP41A, TIP42A TIP41B, TIP42B, TIP41C, TIP42C	I_{CEO}	0.7 0.7	mA
Collector Cutoff Current ($V_{CE} = 40\text{ V}$, $V_{EB} = 0$) ($V_{CE} = 60\text{ V}$, $V_{EB} = 0$) ($V_{CE} = 80\text{ V}$, $V_{EB} = 0$) ($V_{CE} = 100\text{ V}$, $V_{EB} = 0$)	TIP41, TIP42 TIP41A, TIP42A TIP41B, TIP42B TIP41C, TIP42C	I_{CES}	0.4 0.4 0.4 0.4	mA
Emitter Cutoff Current ($V_{EB} = 5.0\text{ V}$, $I_C = 0$)		I_{EBO}	1.0	mA

ON CHARACTERISTICS (1)

DC Current Gain ($I_C = 0.3\text{ A}$, $V_{CE} = 4.0\text{ V}$) ($I_C = 3.0\text{ A}$, $V_{CE} = 4.0\text{ V}$)	h_{FE}	30 15	75	
Collector-Emitter Saturation Voltage ($I_C = 6.0\text{ A}$, $I_B = 600\text{ mA}$)	$V_{CE(sat)}$		1.5	V
Base-Emitter On Voltage ($I_C = 6.0\text{ A}$, $V_{CE} = 4.0\text{ V}$)	$V_{BE(on)}$		2.0	V

DYNAMIC CHARACTERISTICS

Current Gain - Bandwidth Product (2) ($I_C = 500\text{ mA}$, $V_{CE} = 10\text{ V}$, $f_{TEST} = 1\text{ MHz}$)	f_T	3.0		MHz
Small Signal Current Gain ($I_C = 500\text{ mA}$, $V_{CE} = 10\text{ V}$, $f = 1\text{ kHz}$)	h_{fe}	20		

(1) Pulse Test: Pulse width $\leq 300\ \mu\text{s}$, Duty Cycle $\leq 2.0\%$ (2) $f_T = |h_{fe}| \cdot f_{TEST}$

ANEXO 4.3. Hoja de datos transistor 3904.

2N3903, 2N3904

2N3903 is a Preferred Device

General Purpose Transistors

NPN Silicon

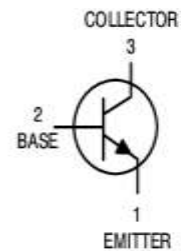
MAXIMUM RATINGS

Rating	Symbol	Value	Unit
Collector-Emitter Voltage	V_{CEO}	40	Vdc
Collector-Base Voltage	V_{CBO}	60	Vdc
Emitter-Base Voltage	V_{EBO}	6.0	Vdc
Collector Current – Continuous	I_C	200	mAdc
Total Device Dissipation @ $T_A = 25^\circ\text{C}$ Derate above 25°C	P_D	625 5.0	mW mW/ $^\circ\text{C}$
Total Device Dissipation @ $T_C = 25^\circ\text{C}$ Derate above 25°C	P_D	1.5 12	Watts mW/ $^\circ\text{C}$
Operating and Storage Junction Temperature Range	T_J, T_{stg}	-55 to +150	$^\circ\text{C}$

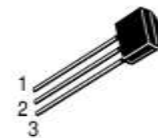
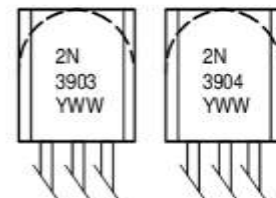
THERMAL CHARACTERISTICS (Note 1.)

Characteristic	Symbol	Max	Unit
Thermal Resistance, Junction to Ambient	$R_{\theta JA}$	200	$^\circ\text{C}/\text{W}$
Thermal Resistance, Junction to Case	$R_{\theta JC}$	83.3	$^\circ\text{C}/\text{W}$

1. Indicates Data in addition to JEDEC Requirements.

**ON Semiconductor™**<http://onsemi.com>

STYLE 1

TO-92
CASE 29
STYLE 1**MARKING DIAGRAMS**Y = Year
WW = Work Week**ORDERING INFORMATION**

Device	Package	Shipping
2N3903	TO-92	5000 Units/Box
2N3903RLRM	TO-92	2000/Ammo Pack
2N3904	TO-92	5000 Units/Box
2N3904RLRA	TO-92	2000/Tape & Reel
2N3904RLRE	TO-92	2000/Tape & Reel
2N3904RLRM	TO-92	2000/Ammo Pack
2N3904RLRP	TO-92	2000/Ammo Pack
2N3904RL1	TO-92	2000/Tape & Reel
2N3904ZL1	TO-92	2000/Ammo Pack

Preferred devices are recommended choices for future use and best overall value.

2N3903, 2N3904

ELECTRICAL CHARACTERISTICS ($T_A = 25^\circ\text{C}$ unless otherwise noted)

Characteristic	Symbol	Min	Max	Unit
OFF CHARACTERISTICS				
Collector–Emitter Breakdown Voltage (Note 2.) ($I_C = 1.0\text{ mAdc}$, $I_B = 0$)	$V_{(BR)CEO}$	40	–	Vdc
Collector–Base Breakdown Voltage ($I_C = 10\text{ }\mu\text{Adc}$, $I_E = 0$)	$V_{(BR)CBO}$	60	–	Vdc
Emitter–Base Breakdown Voltage ($I_E = 10\text{ }\mu\text{Adc}$, $I_C = 0$)	$V_{(BR)EBO}$	6.0	–	Vdc
Base Cutoff Current ($V_{CE} = 30\text{ Vdc}$, $V_{EB} = 3.0\text{ Vdc}$)	I_{BL}	–	50	nAdc
Collector Cutoff Current ($V_{CE} = 30\text{ Vdc}$, $V_{EB} = 3.0\text{ Vdc}$)	I_{CEX}	–	50	nAdc

ON CHARACTERISTICS

DC Current Gain (Note 2.) ($I_C = 0.1\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 1.0\text{ Vdc}$)	2N3903	h_{FE}	20	–	–
	2N3904		40	–	
($I_C = 1.0\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 1.0\text{ Vdc}$)	2N3903	35	–	–	
	2N3904	70	–		
($I_C = 10\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 1.0\text{ Vdc}$)	2N3903	50	150	–	
	2N3904	100	300		
($I_C = 50\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 1.0\text{ Vdc}$)	2N3903	30	–	–	
	2N3904	60	–		
($I_C = 100\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 1.0\text{ Vdc}$)	2N3903	15	–	–	
	2N3904	30	–		
Collector–Emitter Saturation Voltage (Note 2.) ($I_C = 10\text{ mAdc}$, $I_B = 1.0\text{ mAdc}$) ($I_C = 50\text{ mAdc}$, $I_B = 5.0\text{ mAdc}$)	$V_{CE(sat)}$	–	0.2 0.3	Vdc	
Base–Emitter Saturation Voltage (Note 2.) ($I_C = 10\text{ mAdc}$, $I_B = 1.0\text{ mAdc}$) ($I_C = 50\text{ mAdc}$, $I_B = 5.0\text{ mAdc}$)	$V_{BE(sat)}$	0.65 –	0.85 0.95	Vdc	

SMALL–SIGNAL CHARACTERISTICS

Current–Gain – Bandwidth Product ($I_C = 10\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 20\text{ Vdc}$, $f = 100\text{ MHz}$)	2N3903 2N3904	f_T	250 300	– –	MHz
Output Capacitance ($V_{CB} = 5.0\text{ Vdc}$, $I_E = 0$, $f = 1.0\text{ MHz}$)		C_{obo}	–	4.0	pF
Input Capacitance ($V_{EB} = 0.5\text{ Vdc}$, $I_C = 0$, $f = 1.0\text{ MHz}$)		C_{ibo}	–	8.0	pF
Input Impedance ($I_C = 1.0\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 10\text{ Vdc}$, $f = 1.0\text{ kHz}$)	2N3903 2N3904	h_{ie}	1.0 1.0	8.0 10	k Ω
Voltage Feedback Ratio ($I_C = 1.0\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 10\text{ Vdc}$, $f = 1.0\text{ kHz}$)	2N3903 2N3904	h_{re}	0.1 0.5	5.0 8.0	$\times 10^{-4}$
Small–Signal Current Gain ($I_C = 1.0\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 10\text{ Vdc}$, $f = 1.0\text{ kHz}$)	2N3903 2N3904	h_{fe}	50 100	200 400	–
Output Admittance ($I_C = 1.0\text{ mAdc}$, $V_{CE} = 10\text{ Vdc}$, $f = 1.0\text{ kHz}$)		h_{oe}	1.0	40	μmhos
Noise Figure ($I_C = 100\text{ }\mu\text{Adc}$, $V_{CE} = 5.0\text{ Vdc}$, $R_S = 1.0\text{ k}\Omega$, $f = 1.0\text{ kHz}$)	2N3903 2N3904	NF	– –	6.0 5.0	dB

SWITCHING CHARACTERISTICS

Delay Time	$(V_{CC} = 3.0\text{ Vdc}$, $V_{BE} = 0.5\text{ Vdc}$, $I_C = 10\text{ mAdc}$, $I_{B1} = 1.0\text{ mAdc}$)		t_d	–	35	ns
Rise Time			t_r	–	35	ns
Storage Time	$(V_{CC} = 3.0\text{ Vdc}$, $I_C = 10\text{ mAdc}$, $I_{B1} = I_{B2} = 1.0\text{ mAdc}$)	2N3903	t_s	–	175	ns
		2N3904	–	–	200	ns
Fall Time			t_f	–	50	ns

2. Pulse Test: Pulse Width $\leq 300\text{ }\mu\text{s}$; Duty Cycle $\leq 2\%$.

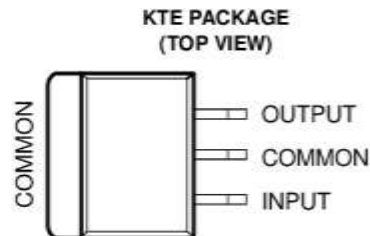
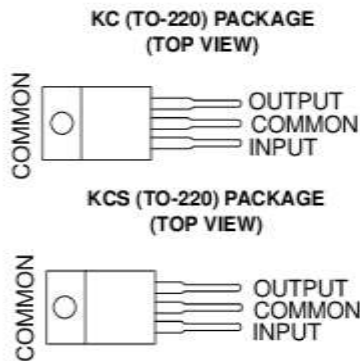
ANEXO 4.4. HOJA DE DATOS LM7805.

**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

**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
	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/sc/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.

**TEXAS
INSTRUMENTS**

POST OFFICE BOX 655303 • DALLAS, TEXAS 75265

Copyright © 2003, Texas Instruments Incorporated

μA7800 SERIES POSITIVE-VOLTAGE REGULATORS

SLVS056J – MAY 1976 – REVISED MAY 2003

recommended operating conditions

		MIN	MAX	UNIT	
V _I	Input voltage	μA7805C	7	25	V
		μA7808C	10.5	25	
		μA7810C	12.5	28	
		μA7812C	14.5	30	
		μA7815C	17.5	30	
		μA7824C	27	38	
I _O	Output current		1.5	A	
T _J	Operating virtual junction temperature	μA7800C series	0	125	°C

electrical characteristics at specified virtual junction temperature, V_I = 10 V, I_O = 500 mA (unless otherwise noted)

PARAMETER	TEST CONDITIONS	T _J [†]	μA7805C			UNIT
			MIN	TYP	MAX	
Output voltage	I _O = 5 mA to 1 A, V _I = 7 V to 20 V, P _D ≤ 15 W	25°C	4.8	5	5.2	V
		0°C to 125°C	4.75		5.25	
Input voltage regulation	V _I = 7 V to 25 V	25°C		3	100	mV
	V _I = 8 V to 12 V			1	50	
Ripple rejection	V _I = 8 V to 18 V, f = 120 Hz	0°C to 125°C	62	78		dB
Output voltage regulation	I _O = 5 mA to 1.5 A	25°C		15	100	mV
	I _O = 250 mA to 750 mA			5	50	
Output resistance	f = 1 kHz	0°C to 125°C	0.017			Ω
Temperature coefficient of output voltage	I _O = 5 mA	0°C to 125°C	-1.1			mV/°C
Output noise voltage	f = 10 Hz to 100 kHz	25°C	40			μV
Dropout voltage	I _O = 1 A	25°C	2			V
Bias current		25°C	4.2		8	mA
Bias current change	V _I = 7 V to 25 V	0°C to 125°C			1.3	mA
	I _O = 5 mA to 1 A				0.5	
Short-circuit output current		25°C	750			mA
Peak output current		25°C	2.2			A

[†] Pulse-testing techniques maintain the junction temperature as close to the ambient temperature as possible. Thermal effects must be taken into account separately. All characteristics are measured with a 0.33-μF capacitor across the input and a 0.1-μF capacitor across the output.

ANEXO 5. Programación del microcontrolador.

```
//UNIVERSIDAD TECNICA DEL NORTE  
//FACULTAD DE INGENIERIA EN CIENCIAS APLICADAS  
//CARRERA DE INGENIERIA EN MECATRONICA  
//AUTOR: EDISON ACHINA  
//TRABAJO DE GRADO  
  
int a=0;  
int b=0;  
void setup() {  
    Serial.begin(9600);  
    pinMode (A2,INPUT);  
    pinMode (A1,INPUT);  
    pinMode (11, OUTPUT);  
    pinMode (8, OUTPUT);  
    pinMode (7, OUTPUT);  
}  
  
void loop() {  
    int boton=sensor1();  
    int color=sensor2();  
    if(color<100)  
    {  
        while(color<110)  
        {  
            delay(10);  
            color=sensor2();  
            digitalWrite(8,HIGH);  
            digitalWrite(7,LOW);  
            Serial.println(color,1);  
        }  
    }  
}
```

```
    delay(130);  
    digitalWrite(7,HIGH);  
    digitalWrite(8,LOW);  
    delay(100);  
    digitalWrite(7,LOW);  
    digitalWrite(8,LOW);  
}
```

```
if(boton<100)  
{  
    color=sensor2();  
while(color>10)  
{  
    delay(10);  
    color=sensor2();  
    digitalWrite(7,HIGH);  
    digitalWrite(8,LOW);  
    Serial.println(color,1);  
}  
    delay(130);  
while(color<110)  
{  
    delay(10);  
    color=sensor2();  
    digitalWrite(8,HIGH);  
    digitalWrite(7,LOW);  
    Serial.println(color,1);  
}  
    delay(130);  
    digitalWrite(7,HIGH);
```

```
digitalWrite(8,LOW);
delay(100);
  digitalWrite(7,LOW);
digitalWrite(8,LOW);
}
  Serial.println(color,1);
  Serial.print("  \b");
  Serial.println(boton,1);
}
int sensor1()
{
  a=analogRead(A1);
  return a;
}
int sensor2()
{
  b=analogRead(A2);
  return b;
}
```



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, Edison Javier Achina Pinango, con cédula de identidad Nro. 172596273-8, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, artículos 4, 5 y 6, en calidad de autora de la obra o trabajo de grado denominado: **“DISPOSITIVO MECATRÓNICO PARA EL CULTIVO Y COSECHA DE ROSAS”**, que ha sido desarrollado para optar por el título de: **INGENIERO EN MECATRÓNICA** en la Universidad Técnica del Norte, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte. Ibarra, Enero de 2018.

(Firma) 

Nombre: Edison Javier Achina Pinango

Cédula: 172596273-8