



# UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

FACULTAD DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS  
NATURALES NO RENOVABLES

## INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**“Diseño y construcción de un prototipo de  
máquina despicatora de pollos”**

TESIS DE GRADO PREVIO A LA  
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO ELECTROMECAÁNICO

**AUTOR:**

Pio Oswaldo Palacios Jimenez

**DIRECTOR:**

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

LOJA - ECUADOR

2022

## CERTIFICACIÓN

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

**DIRECTOR DE TESIS**

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en “**Diseño y construcción de un prototipo de máquina despicadora de pollos**”, previa a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, realizado por el señor egresado: **Pio Oswaldo Palacios Jimenez**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 01 de diciembre del 2021.



---

BYRON AGUSTIN  
SOLORZANO CASTILLO

Firmado digitalmente por BYRON AGUSTIN SOLORZANO CASTILLO  
Nombre de reconocimiento (DN): cn=BYRON AGUSTIN SOLORZANO CASTILLO, serialNumber=130521125902, ou=ENTIDAD DE CERTIFICACION DE INFORMACION, o=SECURITY DATA S.A. 2, c=EC  
Fecha: 2021.09.15 21:02:23 -05'00'

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

**DIRECTOR DE TESIS**

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

Yo, **PIO OSWALDO PALACIOS JIMENEZ**, declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional-Biblioteca Virtual.



Firmado electrónicamente por:

**PIO OSWALDO  
PALACIOS  
JIMENEZ**

---

Pio Oswaldo Palacios Jimenez  
Cédula: 1105162877  
Fecha: 1 de diciembre del 2021

**CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL, Y LA PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.**

Yo, **PIO OSWALDO PALACIOS JIMENEZ**, declaro ser autor de la tesis titulada: “**Diseño y construcción de un prototipo de máquina despachadora de pollos**”, como requisito para optar al grado de **Ingeniero Electromecánico**; y autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con los cuales tenga convenio la universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero. Para constancia de la presente autorización, en la ciudad de Loja, a los siete días del mes de marzo del año dos mil veinte y dos.

**Firma:**



---

**Autor:** Pío Oswaldo Palacios Jimenez  
**Número de cédula:** 1105162877  
**Dirección:** Loja (Ciudadela Rodríguez Witt)  
**Correo electrónico:** popalaciosj@unl.edu.ec  
**Teléfono:** (07)2722357 **Celular:** 0994115593

**Director de tesis:** Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

**Tribunal de Grado:** Ing. Milton León Tapia, Mg. Sc. (presidente)

Ing. Gonzalo Riofrío Cruz, Mg. Sc.

Ing. Miguel Caraballo Núñez, Mg. Sc.

## **DEDICATORIA**

A mis padres y hermana: Pio, Jenny, y Jenny Stephanie; sin su apoyo y ayuda incondicional, nada de esto sería posible.

Al pueblo de Loja, al cual amo y procuro siempre continuo adelante.

Pio Oswaldo

## **AGRADECIMIENTO**

En primer lugar, a Dios y a la Santísima Virgen Dolorosa, quienes me brindaron su amparo y protección, y favorecieron en todo sentido para culminar con el presente trabajo.

A mis padres Pio y Jenny, y a mi hermana Jenny Stephanie; por todo el esfuerzo, el sacrificio y el amor puestos en mí, en virtud de ser un hombre educado e integro para la sociedad.

Al ingeniero Byron A. Solórzano, por su apoyo y paciencia en la dirección y revisión del trabajo; a quien considero como un gran profesional y un buen amigo. Así como a todo el cuerpo docente y administrativo de la carrera de Ingeniería Electromecánica.

A mis amigos Brayan, Edgar, Mauricio, Miguel, Gabriel y Stephanie; por brindarme su amistad, compañerismo, y apoyo incondicional en los años de estudio.

Finalmente, a Gaby, por apoyarme, quererme y motivarme.

Pio Oswaldo

## ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN.....	ii
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	iii
CARTA DE AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE GENERAL.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
<b>1. TÍTULO.....</b>	<b>1</b>
<b>2. RESUMEN.....</b>	<b>2</b>
2.1. ABSTRACT.....	3
<b>3. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>4</b>
<b>4. REVISIÓN DE LITERATURA.....</b>	<b>6</b>
4.1. Despique de pollos.....	6
4.1.1. Máquinas despicadoras de pollos.....	7
4.1.1.1 Despicadoras manuales.....	7
4.1.1.2 Despicadoras semiautomáticas.....	9

4.2. Fundamentos de estadística.....	10
4.2.1. Población.....	10
4.2.2. Muestra.....	10
4.2.3. Muestra aleatoria simple.....	10
4.2.4. Distribución t de student.....	10
4.2.4.1 Procedimiento para estimar la media poblacional con una distribución t de Student.....	11
4.3. Fundamentos de dinámica.....	12
4.3.1. Energía.....	12
4.3.1.1 Energía potencial, potencial elástica, y cinética de un cuerpo.....	12
4.3.1.2 Conservación de la energía.....	13
4.3.2. Fuerza de rozamiento.....	14
4.4. Fundamentos de diseño mecánico.....	15
4.4.1. Potencia.....	15
4.4.1.1 Potencia nominal.....	15
4.4.1.2 Factor de servicio.....	15
4.4.1.3 Potencia de diseño o corregida.....	16
4.4.2. Esfuerzos.....	16
4.4.2.1 Esfuerzo cortante.....	16

4.4.2.2 Esfuerzo de aplastamiento.....	17
4.4.2.3 Esfuerzo cortante debido a torsión en un eje hueco.....	18
4.4.2.4 Esfuerzo de compresión en levas.....	18
4.4.2.5 Factor de concentración de esfuerzos.....	19
4.4.2.6 Esfuerzos variables.....	20
4.4.2.7 Factor de seguridad.....	21
4.4.3. Diseño mediante el criterio de falla por fatiga.....	21
4.4.3.1 Límite de resistencia a la fatiga.....	22
4.4.3.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	22
4.4.3.3 Criterios de falla por fatiga.....	25
4.4.3.4 Cálculo de rodamientos de bolas.....	27
4.4.3.5 Cálculo de rodamientos lineales de bolas.....	29
4.5. Fundamentos de electricidad.....	30
4.5.1. Potencia eléctrica en corriente alterna.....	30
4.5.1.1 Corrección del factor de potencia.....	31
4.5.2. Transformadores monofásicos de baja potencia.....	33
<b>5. MATERIALES Y MÉTODOS.....</b>	<b>35</b>
5.1. Materiales.....	35

5.2. Métodos.....	35
<b>6. RESULTADOS.....</b>	<b>37</b>
6.1. Análisis y reconocimiento de los componentes principales en las despicatoras manuales.....	37
6.2. Evaluación sobre la adquisición de los componentes para la máquina.....	39
6.3. Propuesta general de diseño.....	40
6.3.1. Diseño de la guillotina.....	41
6.3.1.1 Propuesta del mecanismo de corte.....	41
6.3.1.2 Diámetros de la placa de orificios y selección de la cuchilla.....	42
6.3.1.3 Propuesta del mecanismo para subir y bajar la cuchilla.....	47
6.3.1.4 Diseño y piezas de la guillotina.....	48
6.4. Cálculos de las piezas y componentes.....	51
6.4.1. Análisis de fuerzas en el mecanismo y cálculo de la constante de proporcionalidad de los resortes.....	51
6.4.2. Geometría de la leva.....	53
6.4.3. Cálculo de las fuerzas sobre el perfil de la leva.....	55
6.4.4. Cálculo de la potencia mínima del motor eléctrico y selección del mismo.....	57
6.4.5. Validación del centro efectivo de la leva.....	58

6.4.6. Cálculo del espesor de la leva.....	61
6.4.7. Cálculo del largo de la chaveta.....	63
6.4.8. Cálculo del diámetro del eje de rodamientos.....	65
6.4.9. Determinación del espesor de la placa trasera.....	68
6.4.10. Validación de la placa trasera, sus pernos y el eje de rodamientos.....	71
6.4.10.1 Esfuerzo de aplastamiento en la placa trasera.....	71
6.4.10.2 Esfuerzo cortante en el eje de rodamientos.....	74
6.4.10.3 Esfuerzo cortante en los pernos de la placa trasera.....	75
6.4.11. Validación del espesor de la placa delantera.....	76
6.4.11.1 Perno que sostiene a la cuchilla y la placa delantera.....	79
6.4.12. Validación de la cuchilla.....	79
6.4.13. Selección de rodamientos de bolas y cálculo de su vida útil.....	81
6.4.14. Cálculo de los ejes de los rodamientos lineales.....	85
6.4.15. Cálculo de la vida útil de los rodamientos lineales.....	87
6.4.16. Validación de los pernos que unen los resortes a la placa delantera.....	89
6.4.17. Validación de los ojales en el marco.....	90
6.4.18. Recálculo de la constante de proporcionalidad de los resortes.....	92
6.5. Diseño del cauterizador.....	92

6.5.1. Partes del cauterizador.....	92
6.5.1.1 Transformador.....	93
6.5.1.2 Corrección del factor de potencia.....	93
6.5.1.3 Selección de los cables del secundario.....	95
6.5.1.4 Placa de cauterización .....	95
6.5.1.5 Porta-placa aislante.....	95
6.5.1.6. Ventilador.....	96
6.5.1.7 Pruebas de funcionamiento del cauterizador.....	96
6.6. Propuesta de control.....	96
6.7. Construcción.....	97
6.7.1. Materiales y componentes de construcción.....	103
6.8. Pruebas de funcionamiento.....	105
6.9. Valoración técnico-económica.....	107
<b>7. DISCUSIÓN.....</b>	<b>108</b>
<b>8. CONCLUSIONES.....</b>	<b>112</b>
<b>9. RECOMENDACIONES.....</b>	<b>114</b>
<b>10. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>115</b>
<b>11. ANEXOS.....</b>	<b>119</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Intervalos de las medias poblacionales $\mu$ , de los parámetros de corte en pollos pequeños medianos y grandes.....	46
Tabla 2. Velocidades lineales y angulares en el perfil de la leva y el rodamiento, así como su carga $P$ calculada en cada radio $R$ de la misma.....	83
Tabla 3. Costos de los materiales de la máquina.....	103

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Pollo despicado.....	6
Figura 2. Despicatora eléctrica manual.....	7
Figura 3. Despique en pollitos con una despicatora manual.....	8
Figura 4. Cuchillas empleadas en despicatoras manuales.....	8
Figura 5. Despicatora semiautomática.....	9
Figura 6. Distribuciones $t$ , para tres valores de $n$ .....	11
Figura 7. Componentes de las fuerzas de fricción y normal en un cuerpo al que se le imparte un empuje o tirón.....	14
Figura 8. Remache sometido a esfuerzo cortante.....	16
Figura 9. Placa sometida a esfuerzo de aplastamiento, por acción del remache.....	17
Figura 10. Mecanismo leva-palpador.....	19
Figura 11. Esfuerzo fluctuante sinusoidal.....	20
Figura 12. Criterios de falla por fatiga, graficados como rectas.....	25
Figura 13. Aproximación de las curvas reales de carga y velocidad angular en rodamientos de bolas solicitados dinámicamente.....	28
Figura 14. Triángulo de potencias eléctrico.....	30
Figura 15. Triángulos de potencias, inductivo y capacitivo.....	31
Figura 16. Triángulo de potencias corregido.....	32
Figura 17. Partes de un transformador monofásico acorazado.....	34
Figura 18. Transformador reductor de voltaje.....	34
Figura 19. Transformador para despicatora.....	37

Figura 20. Pico del pollo colocado en la placa de orificios antes de bajar la cuchilla y efectuar el corte.....	38
Figura 21. Diseño general de la máquina despicatora a construirse.....	41
Figura 22. Piezas o partes del mecanismo de corte.....	43
Figura 23. Corte del pico del pollo.....	43
Figura 24. Parámetros de corte en los picos de los pollos.....	44
Figura 25. Diámetros de la placa de orificios.....	47
Figura 26. Diámetros en la placa de orificios, y longitud de la cuchilla LC.....	48
Figura 27. Mecanismo leva de Arquímedes-palpador.....	49
Figura 28. Diseño y piezas de la guillotina.....	50
Figura 29. Recorrido de la cuchilla.....	52
Figura 30. Espiral de Arquímedes o en forma de caracol.....	54
Figura 31. Espiral de Arquímedes con medidas y ángulo respecto a su tangente.....	55
Figura 32. Fuerzas sobre el perfil de la leva.....	56
Figura 33. Fuerza horizontal total $F_{tx}$ en el punto máximo de la leva.....	57
Figura 34. Diámetro efectivo de la leva y del motor, $dh$ y $ds$ respectivamente.....	59
Figura 35. Tipo de esfuerzos producidos por el movimiento de la leva en el tiempo.....	59
Figura 36. Dimensiones de la chaveta, y fuerza cortante $F_{ch}$ en la misma.....	64
Figura 37. Eje de rodamientos sometido a la fuerza máxima $FR$ .....	66
Figura 38. Placa trasera y eje de rodamientos (vista en corte).....	69
Figura 39. Simulación dinámica de la placa trasera en ANSYS 2020 R2 ACADEMIC.....	70
Figura 40. Simulación dinámica de la placa trasera en ANSYS 2020 R2 ACADEMIC (vista lateral).....	70

Figura 41. Ampliación de los resultados de las figuras 39 y 40.....	71
Figura 42. Áreas de proyección de los esfuerzos por aplastamiento en la placa trasera.....	72
Figura 43. Fuerzas en la cuchilla y placa delantera.....	76
Figura 44. Placa delantera con sus fuerzas y áreas proyectadas de los esfuerzos por aplastamiento.....	77
Figura 45. Fuerza de caída en la cuchilla y proyección del área de su esfuerzo de aplastamiento.....	80
Figura 46. Leva con sus radios y ángulos respecto al eje del motor, carga P, y rodamiento.....	82
Figura 47. Curvas reales de las fuerzas y velocidades angulares en los rodamientos de bolas.....	84
Figura 48. Ejes de rodamientos con su momento y reacciones en sus extremos.....	86
Figura 49. Momento y fuerzas internas en cada rodamiento lineal.....	88
Figura 50. Perno que sostiene la placa delantera y el resorte de tracción.....	89
Figura 51. Resorte provocando esfuerzo por aplastamiento en el ojal del marco.....	91
Figura 52. Cauterizador y sus partes.....	93
Figura 53. Diagrama de control de la máquina despicatora.....	97
Figura 54. Diagrama de fuerza de la máquina despicatora.....	98
Figura 55. Torneado de la leva, corte de su perfil, chaveta y chavetero.....	99
Figura 56. Construcción del cauterizador.....	99
Figura 57. Torneado del eje de rodamientos.....	100
Figura 58. Dimensionamiento del marco y la tapa.....	100
Figura 59. Ensamble de la guillotina.....	101

Figura 60. Montaje del cauterizador.....	101
Figura 61. Cableado del motor, el cauterizador y el final de carrera.....	102
Figura 62. Cableado del tablero de control.....	102
Figura 63. Máquina construida.....	103
Figura 64. Pico de pollo adulto muerto, cortado y cauterizado.....	106
Figura 65. Gallina ponedora despizada.....	106

## **1. TÍTULO**

**Diseño y construcción de un prototipo de máquina despicadora de pollos**

## 2. RESUMEN

El presente trabajo describe el diseño y la construcción de una máquina despicadora, como una alternativa para realizar la actividad del despique, que es el corte parcial de los picos de los pollos y gallinas que se crían en granjas avícolas. Por lo tanto, el mismo se centró primeramente en la búsqueda de información sobre las máquinas despicadoras actuales, reconociendo sus partes principales y la forma en cómo funcionan. Luego, se hizo una valoración sobre la viabilidad constructiva de estas partes, piezas y mecanismos, dando como resultado la propuesta general de diseño para la máquina, la cual se compone del mecanismo de corte y el mecanismo de cauterización. Para el diseño del mecanismo de corte, se analizó el tamaño de los picos de los pollos, haciendo mediciones de campo, así también como ensayos para conocer su estructura interna, planteando así un mecanismo de tipo guillotina. Seguidamente, se realizó el diseño de esta guillotina en base a materiales y partes disponibles, tomando en cuenta su futuro mantenimiento y validando sus piezas principales mediante cálculos empleando la teoría de falla por fatiga. Con lo que respecta al mecanismo de cauterización, su construcción se la realizó de manera experimental, determinando una temperatura adecuada para cauterizar los picos, y haciendo uso de materiales igualmente disponibles. Por otro lado, se realizó el control eléctrico de la máquina con el empleo de contactores y un final de carrera, lo que representa una alternativa fácilmente adquirible y confiable. Finalmente, se realizaron las respectivas pruebas de funcionalidad, utilizando cincuenta picos de pollos adultos muertos y diez vivos, los mismos que fueron adquiridos de un camal de pollos local, obteniendo resultados muy buenos en cuanto a su precisión en la profundidad apropiada del corte y la uniformidad en la cauterización, dejando así constancia de la eficacia de ambos mecanismos y de la buena ergonomía que brinda la máquina en sí.

**Palabras clave:** máquina despicadora, picos de pollo, pollos de engorde, granjas avícolas.

## **2.1. ABSTRACT**

This project is about the design and the construction of a semi-automatic machine for debeaking chicken, as an alternative to make easier the activity of debeaking, especially for the workers on the local poultry farms. It first focused on finding information about present debeaking machines, recognizing their main parts, and the way they work. Secondly, all these parts and mechanisms were considered for the design proposal of the machine, which ended up having the cutting and the cautery mechanisms separately. For the cutting mechanism design, the size of the chicken beaks was analyzed previously, making field measurements, as well as tests to know its internal structure, proposing in this way a guillotine-type mechanism. The design of this guillotine was also made, considering the available local materials and parts, as well as its future maintenance. On the other hand, its main parts went through calculations using the theory of fatigue, due to having moving parts. About the construction of the cauterization mechanism, the same was carried out experimentally, determining an effective temperature to cauterize the chicken peaks, and also using materials that were locally available. The electrical control of the machine was developed with the use of magnetic contactors and a limit switch, which represented an easy and reliable alternative. Finally, the machine was tested, using fifty beaks from dead adult chickens, and ten live ones, acquired from a local chicken slaughterhouse, having very good results in terms of its cutting precision and the uniformity in cauterization.

***Key words:*** chicken debeaking, machine, beaks, chickens, poultry farms

### 3. INTRODUCCIÓN

El despique de pollos y gallinas es una de las actividades más importantes que se realiza en las granjas avícolas de La Región Sur del Ecuador, tanto para la producción de carne como de huevos. Esto resulta indispensable para evitar que las gallinas ponedoras picoteen y se coman sus propios embriones, y que los pollos de engorde se lastimen entre sí por condiciones de estrés debido a su hacinamiento.

Sin embargo, muchas de las veces esta tarea no se la desarrolla con el empleo de máquinas adecuadas, ya que las mismas no se comercializan de manera nacional. Esto lleva a que muchos avicultores y personas que laboran en la crianza de pollos, la efectúen de una manera rudimentaria, haciendo uso de herramientas como estiletes o tijeras. En consecuencia, se convierte en una tarea relativamente traumática, tanto para el animal, como para el personal que la ejecuta.

Es por eso que el presente trabajo plantea como primer objetivo, determinar un mecanismo que permita cortar y cauterizar fácilmente el pico de los pollos, teniendo en cuenta el tamaño de los mismos. De igual manera como segundo objetivo, diseñar y seleccionar los diferentes componentes electromecánicos para una máquina despicatora, en base a materiales, accesorios, y tecnologías disponibles.

Y como tercer y último objetivo, el construir la máquina y evaluar su funcionamiento con el fin de discutir su eficacia. Para lo cual se realizó una serie de ensayos y mediciones en granjas avícolas locales, determinando así la profundidad de corte adecuada en los picos. Al igual de ensayos para conocer su estructura interna, lo cual llevó a proponer un mecanismo de tipo guillotina, dada la naturaleza del corte.

De igual forma para el mecanismo de cauterización, se realizaron una serie de pruebas de tipo experimental con los materiales disponibles, obteniendo el diseño del mismo, el cual funciona mediante efecto Joule. Por otro lado, también se hizo una valoración sobre la adquisición de las partes para la máquina, teniendo muy en cuenta su futuro mantenimiento.

Por lo tanto, el presente documento muestra en la primera sección una revisión literaria, donde se abordan temas relacionados con el tipo de máquinas despicatoras actuales, fundamentos de estadística, dinámica, de diseño mecánico, y de electricidad; mismos que resultan de suma importancia para entender con claridad el tema.

En la segunda sección se muestran los materiales y métodos, donde se muestran de manera detallada todos los materiales empleados en la investigación, así como los métodos que se emplearon para dar fiel cumplimiento a los objetivos antes expuestos. Seguidamente, se muestran en la tercera sección los resultados, los cuales se dividen en nueve secciones a la vez.

Siendo la primera, el análisis y el reconocimiento de los componentes principales en las despicatoras manuales, luego la evaluación sobre la adquisición de los componentes para la máquina, seguido por la propuesta general de diseño, cálculos de las piezas y componentes, diseño del cauterizador, propuesta de control, construcción, pruebas de funcionamiento, y una valoración técnico-económica de la máquina.

En la cuarta sección se desarrolla una discusión sobre los resultados, sentando las bases para las conclusiones del trabajo que se exponen en la sección quinta, y las respectivas recomendaciones en la sexta. En la séptima sección se muestra la bibliografía utilizada, y por último, se muestra en la octava sección los anexos, comprendiendo los planos mecánicos y todo material que sirvió para el desarrollo de los resultados.

## 4. REVISIÓN DE LITERATURA

### 4.1. Despique de pollos

La empresa colombiana Pronavicola (2016), explica que el despique es la actividad que consiste en cortar una parte del pico de los pollos o gallinas, los mismos que se destinan para la producción de carne y huevos respectivamente. Esta se realiza para disminuir el riesgo de picaje o canibalismo entre estos animales, especialmente cuando se los cría en grandes densidades poblacionales, como es el caso de las granjas avícolas.

También se lo realiza para disminuir la rotura y consumo de huevos por parte de las mismas gallinas, y a la vez, disminuye el desperdicio de alimento que ocasionan los pollos de pocas semanas de edad. En la figura 1 se puede apreciar un pollo despicado de manera correcta, en donde la forma y la simetría del corte, dan la pauta de cómo debe realizarse o cuál debe ser el resultado del despique con el prototipo de máquina a construirse.



*Figura 1.* Pollo despicado. *Fuente:* (Pronavicola, 2016).  
*Nota:* Nótese que el corte en el pico es parejo, simétrico, y a la vez perpendicular a su maxilar superior e inferior.

#### 4.1.1. Máquinas despicadoras de pollos

Para tener las ideas básicas en el diseño del prototipo, se debe conocer en primer lugar las máquinas despicadoras más comunes hasta la actualidad. Es por eso que en este apartado se exponen los dos tipos de despicadoras existentes hasta la actualidad (esto a falta de información sobre máquinas despicadoras desarrolladas mediante otros trabajos de investigación).

**4.1.1.1 Despicadoras manuales.** Estas máquinas son aquellas donde el operario puede desarrollar el despique de un solo animal a la vez, y son muy comunes en granjas avícolas no industrializadas, es decir, grupos avícolas que no están afines a ninguna cadena de alimentos. Por otro lado, estas brindan un corte preciso y una cauterización adecuada, que dependen en gran medida del buen dominio y destreza de la persona encargada (Coagro, 2016).

En la figura 2 se puede apreciar una despicadora manual, y en la figura 3 su funcionamiento, cortando y cauterizando el pico del pollo en un solo paso con el empleo de una cuchilla caliente; cuyo acero de fabricación es desconocido, y no hay referencias técnicas sobre el mismo en el internet. Sin embargo, las cuchillas para despique se muestran en la figura 4, y según la empresa Pronavicola (2016), sus diferencias consisten en que algunas de ellas tienen filo en ambos lados.

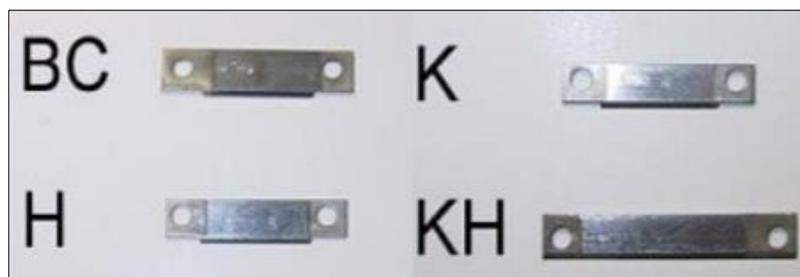


*Figura 2. Despicadora eléctrica manual. Fuente: (Avinstrumentos, 2021). Nota: Marca Lyon Super®*

Por otra parte, la empresa Avinstrumentos (2021), expone que las cuchillas de la figura 4 sirven aproximadamente para dos mil cortes, debido al desgaste en su filo. Por lo tanto, se debe tener disponibilidad o acceso a estas cuchillas para poder utilizar la máquina cada dos mil despiques. Lo cual es una variable importante para poder proponer el sistema de corte en el prototipo de máquina despicatora, el mismo que dependerá de los materiales y tecnologías de construcción disponibles en el medio.



*Figura 3.* Despique en pollitos con una despicatora manual. *Fuente:* (El Sitio Avícola, 2016). *Nota:* La bajada de la cuchilla se controla por medio de un pedal, y la cuchilla se calienta mediante un transformador reductor de voltaje.



*Figura 4.* Cuchillas empleadas en despicatoras manuales. *Fuente:* (Pronavicola, 2016).

**4.1.1.2 Despicatoras semiautomáticas.** Con este tipo de máquinas el operario puede desarrollar el despique de dos animales a la vez, y de manera más rápida que las manuales. Son muy comunes en granjas avícolas industrializadas que pertenecen a grandes cadenas de alimentos. Por esta razón, su información constructiva es escasa, ya que las empresas que las utilizan, con frecuencia no revelan detalles concretos de su cadena de producción (figura 5).

Son tecnológicamente muy avanzadas, y por lo general desarrollan el despique a pollitos de pocas semanas de nacimiento. Por lo tanto, estas brindan un corte preciso y una cauterización adecuadas que no dependen del buen dominio y/o destreza de la persona encargada (Nutec, 2016) y (Chicas, 2015). Como se observa también en la figura 5, estas máquinas son mucho más grandes y robustas que las despicatoras manuales de las figuras 2 y 3, lo que sugiere que su costo de fabricación también debe ser mucho mayor.



*Figura 5.* Despicatora Semiautomática. *Fuente:* (Chicas, 2015).  
*Nota:* El operador coloca el par de pollitos a despicar en frente de él, para posteriormente dejarlos caer en una bandeja en la parte inferior.

## **4.2. Fundamentos de estadística**

Para el diseño de la máquina despicadora, es importante conocer los tamaños de los picos de los pollos, y debido a que no se cuenta con información veraz al respecto, será necesario realizar mediciones de campo. Es por eso que en esta sección se exponen términos básicos de estadística, y un procedimiento para poder estimar la media o promedio de una población.

### **4.2.1. Población**

Es el conjunto completo de todos los individuos, las cosas o los eventos sobre los que se quiere investigar con respecto a una particularidad dada (Triola, 2018).

### **4.2.2. Muestra**

Una muestra es un subconjunto de miembros seleccionados de una población, usualmente representada con la letra  $n$ . De esta se obtienen datos para luego sacar una conclusión acerca de una población.

### **4.2.3. Muestra aleatoria simple**

Una muestra aleatoria simple, es aquella que se selecciona de modo que cada sujeto tenga la misma posibilidad de ser elegido (Triola, 2018).

### **4.2.4. Distribución $t$ de student**

También llamada “distribución  $t$ ”, es aquella distribución de probabilidad que permite estimar el promedio o la media aritmética de una población, cuando el tamaño de la muestra es muy pequeño con relación al tamaño de dicha población (como es el caso de los pollos en las

granjas avícolas). En la figura 6 se aprecian las gráficas de tres distribuciones  $t$  en función del tamaño de sus muestras  $n$  (Triola, 2018).

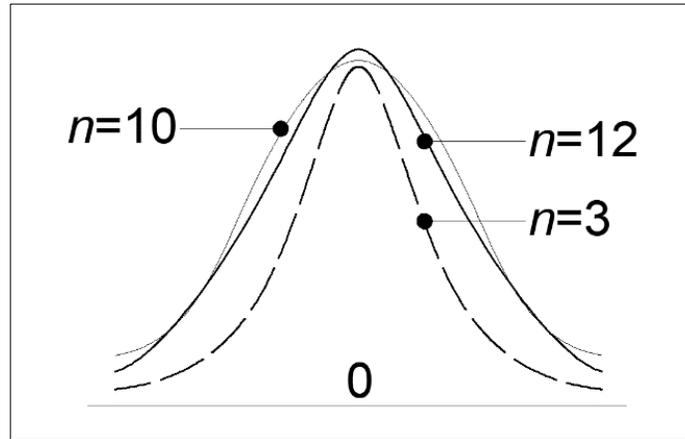


Figura 6. Distribuciones  $t$ , para tres valores de  $n$ . Fuente: (Triola, 2018).

**4.2.4.1 Procedimiento para estimar la media poblacional con una distribución  $t$  de Student.** Este se resume en los siguientes pasos:

- Tomar una muestra  $n$  mayor a treinta de la población.
- Calcular  $n - 1$  grados de libertad y emplear la tabla del anexo 13 para encontrar el valor crítico  $t/2$ , que corresponde al nivel de confianza deseado.
- Calcular con la ecuación 1 la desviación muestral  $s$ , y con la ecuación 2 el margen de error  $E$ .

$$s = \sqrt{\frac{\sum (m - x)^2}{n - 1}} \quad (1)$$

Donde  $m$  representa cada dato de la muestra, y  $x$  es el promedio de la misma.

$$E = \frac{t/2 * s}{\sqrt{n}} \quad (2)$$

- Usar el valor del margen de error calculado  $E$  y el valor de la media muestral  $x$ , y sustituirlos en la ecuación 3.

$$x - E < \mu < x + E \quad (3)$$

La ecuación 3 se la interpreta como un nivel de confianza, es decir la tasa de éxito del procedimiento. Si se utiliza por ejemplo un nivel de confianza del 95%, se tiene ese porcentaje de seguridad de que el intervalo contiene el valor real de la media poblacional  $\mu$  (Triola, 2018).

### **4.3. Fundamentos de dinámica**

Debido a que se dimensionarán piezas móviles en el prototipo de máquina, se exponen en esta sección conceptos básicos sobre dinámica. Esto para poder entender y calcular mediante ensayos las fuerzas que estarán presentes en el mecanismo de corte.

#### **4.3.1. Energía**

**4.3.1.1 Energía potencial, potencial elástica, y cinética de un cuerpo.** La energía potencial de un cuerpo, es aquella que el mismo adquiere con respecto a la aceleración de la gravedad, y depende de la distancia con respecto a un punto de referencia gravitatorio, como la superficie terrestre.

De manera similar, la energía potencial elástica es aquella que se acumula en un resorte o muelle, al estirarlo o comprimirlo una cierta distancia. La energía cinética por otra parte, es la energía que adquiere un cuerpo en función de su rapidez de traslación (Beer, 2010). Sus valores son escalares, y se expresan en las ecuaciones 4, 5 y 6.

$$E_p = W \cdot d \quad (4)$$

Donde:

$E_p$  : Energía potencial en julios [ J ].

$W$  : Peso del cuerpo en newtons [N].

$d$  : Distancia o altura a la que se encuentra el cuerpo con respecto a un punto de referencia arbitrario. En metros [m].

$$E_{pe} = \frac{1}{2}(K \cdot d^2) \quad (5)$$

Donde:

$E_{pe}$ : Energía potencial elástica acumulada en el resorte, en julios [ J ].

$K$ : Constante de proporcionalidad del resorte, en newtons sobre metro [N/m].

$d$ : Distancia que se estira o comprime el resorte en metros [m].

$$E_c = \frac{1}{2}(m \cdot V^2) \quad (6)$$

Donde:

$E_c$  : Energía cinética en julios [ J ].

$m$  : Masa del cuerpo en kilogramos [Kg].

$V$  : Rapidez en metros sobre segundo [m/s].

**4.3.1.2 Conservación de la energía.** Beer Ferdinand (2010) también afirma que: “Cuando un cuerpo o partícula se mueve bajo la acción de fuerzas conservativas, como el peso de la misma o la fuerza ejercida por un resorte, la suma de su energía cinética y potencial permanece constante” (p. 790). Esto se expresa en la ecuación 7.

$$E_{c_o} + E_{p_o} = E_{c_f} + E_{p_f} \quad (7)$$

Donde:

$E_{c_o}$  ,  $E_{p_o}$  : Energías cinética y potencial en la posición inicial.

$E_{c_f}, E_{p_f}$  : Energías cinética y potencial en la posición final.

#### 4.3.2. Fuerza de rozamiento

La fuerza de rozamiento o fuerza de fricción es aquella de sentido contrario a la fuerza ejercida a un objeto sobre una superficie, y es siempre perpendicular a la fuerza normal del peso de dicho objeto, como se muestra en la figura 7. Si existe equilibrio estático, esta se denomina fuerza de fricción estática, y si existe movimiento, se denomina fuerza de fricción cinética (Young, 2009). Esta se puede calcular mediante la ecuación 8.

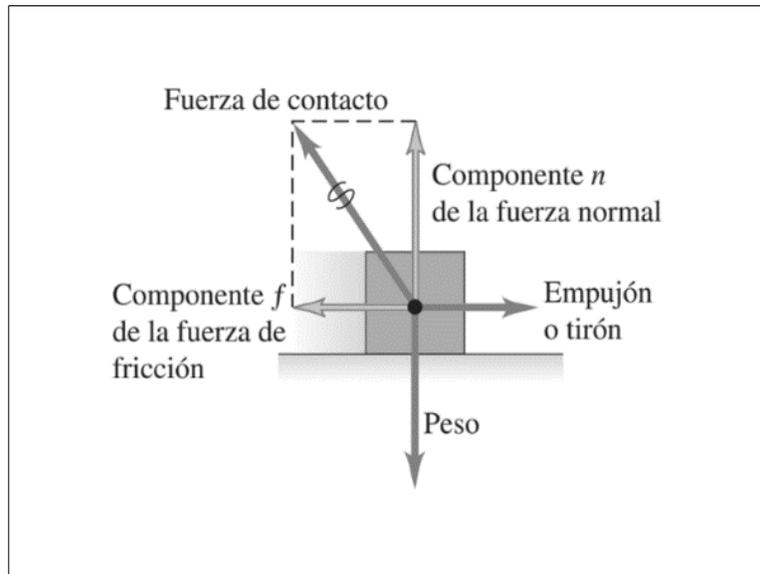


Figura 7. Componentes de las fuerzas de fricción y normal en un cuerpo al que se le imparte un empuje o tirón. Fuente: (Young, 2009).

$$f = \mu \cdot n \quad (8)$$

Donde:

$f$  : Fuerza de fricción estática o dinámica en newtons [N].

$\mu$  : Coeficiente de fricción adimensional estático o dinámico entre las superficies de contacto (para coeficientes de fricción entre varios materiales, ver anexo 21).

$n$  : Fuerza normal en newtons [N].

#### **4.4. Fundamentos de diseño mecánico**

En esta sección se exponen y se explican todos aquellos conceptos y criterios de diseño mecánico que son necesarios para comprender, dimensionar, y seleccionar adecuadamente las partes mecánicas del prototipo. Con especial énfasis en el criterio de falla por fatiga, mismo que es utilizado para el diseño de piezas sujetas a esfuerzos repetitivos.

##### **4.4.1. Potencia**

**4.4.1.1 Potencia nominal.** Es la potencia máxima que demanda o necesita una máquina en un régimen de funcionamiento normal. No obstante, el uso continuo o excesivo de la misma, así como otras variables de desempeño, hacen que su potencia real sea diferente a la nominal, siendo más baja o más alta (Silva Cueva, 2015). Su valor viene dado por la ecuación 9.

$$P_N = \tau \cdot \omega \quad (9)$$

Donde:

$P_N$  : Potencia nominal en watts [w].

$\tau$  : Torque en newton-metro [Nm].

$\omega$  : Velocidad angular de salida en radianes por segundo [rad/s].

**4.4.1.2 Factor de servicio.** El factor de servicio es un multiplicador de la potencia nominal que indica el monto de carga adicional que un motor puede manejar por encima de su potencia

escrita en su placa (Reyes Villavicencio, 2017). En el anexo 22 se muestran algunos valores para el factor de servicio.

**4.4.1.3 Potencia de diseño o corregida.** “Es la potencia empleada para el cálculo y selección de un motor eléctrico, pero considerando el factor de servicio” (Reyes Villavicencio, 2017, p. 19). Su valor viene dado por la ecuación 10.

$$P_D = P_N \cdot fs \quad (10)$$

Donde:

$P_D$  : Potencia de diseño.

$P_N$  : Potencia nominal.

$fs$  : Factor de servicio.

#### 4.4.2. Esfuerzos

**4.4.2.1 Esfuerzo cortante.** “Es el esfuerzo que se produce por las fuerzas que actúan paralelamente al plano que las resiste” (Pytel & Singer, 2010, p.13), como se muestra en la figura 8. Este se calcula mediante la ecuación 11.

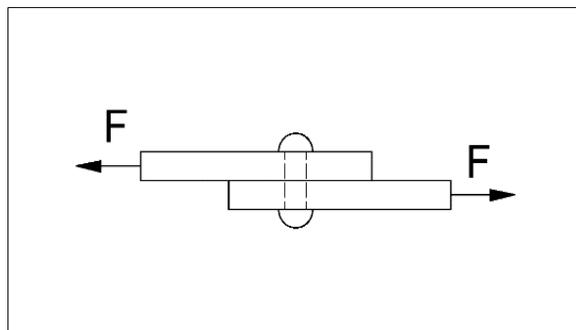


Figura 8. Remache sometido a esfuerzo cortante.

Fuente: (Pytel y Singer, 2010).

$$\sigma_{ct} = \frac{F}{B} \quad (11)$$

Donde:

$\sigma_{ct}$  : Esfuerzo cortante en pascales [Pa].

$F$  : Fuerza actuante en newtons [N].

$B$  : Sección paralela a la fuerza en metros cuadrados [m<sup>2</sup>].

**4.4.2.2 Esfuerzo de aplastamiento.** Es el esfuerzo que se produce en la superficie de contacto de dos cuerpos, como se muestra en la figura 9. Aquí el esfuerzo de aplastamiento del remache sobre la placa, es la fuerza  $F$  sobre el área de proyección  $A$  (Pytel y Singer, 2010). Su valor se halla mediante la ecuación 12.

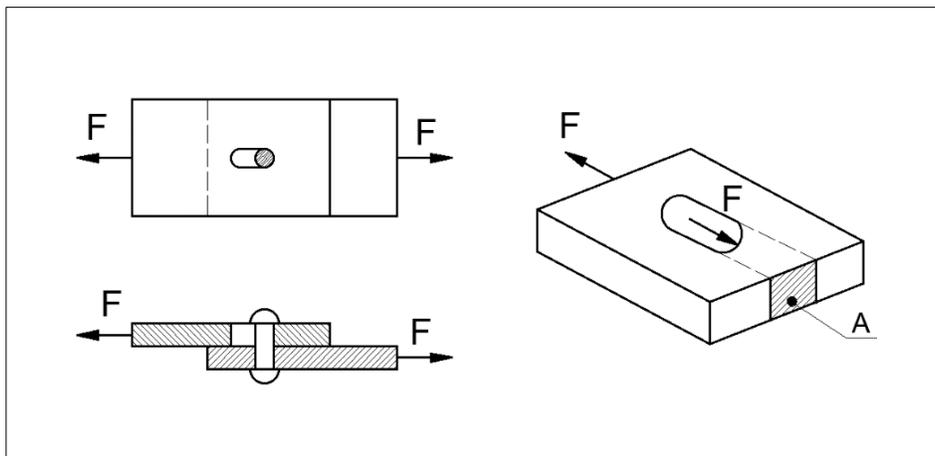


Figura 9. Placa sometida a esfuerzo de aplastamiento por acción del remache.

Fuente: (Pytel y Singer, 2010).

$$\sigma_{apla} = \frac{F}{A} \quad (12)$$

Donde:

$\sigma_{apla}$  : Esfuerzo de aplastamiento, en pascales [Pa].

$F$  : Fuerza actuante, en newtons [N].

$A$  : Área de proyección del aplastamiento, en metros cuadrados [m<sup>2</sup>].

**4.4.2.3 Esfuerzo cortante debido a torsión en un eje hueco.** Pytel y Singer (2010) resumen y expresan mediante la ecuación 13, el esfuerzo cortante máximo producido por torsión en un eje o árbol de sección circular hueca.

$$\sigma_{ct \text{ máx}} = \frac{16 \cdot \tau \cdot dh}{\pi(dh^4 - ds^4)} \quad (13)$$

Donde:

$\sigma_{ct \text{ máx}}$  : Esfuerzo máximo en pascales [Pa].

$dh$  : Diámetro exterior en metros [m].

$ds$  : Diámetro interior en metros [m].

$\tau$  : Torque máximo en newton-metro [Nm].

**4.4.2.4 Esfuerzo de compresión en levas.** Rothbart (2004), expresa que en un mecanismo leva-palpador (con rodillo) como el que se muestra en la figura 10; el esfuerzo de compresión máximo entre el rodillo y el perfil de la leva viene dado por la ecuación 14.

$$\sigma_c \text{ máx} = 0.564 \left[ \frac{P \left( \frac{1}{\rho_c} + \frac{1}{\rho_f} \right)}{th \left( \frac{1 - \mu_c^2}{Ec} + \frac{1 - \mu_f^2}{Ef} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

Donde:

$\sigma_c \text{ máx}$  : Esfuerzo de compresión máximo en pascales [Pa].

$P$  : Fuerza entre el perfil de la leva y el rodillo en newtons [N].

$\rho_c, \rho_f$  : Radios de curvatura de la leva y el rodillo respectivamente, en metros [m].

$th$  : Espesor de la leva y el largo del rodillo, en metros [m].

$\mu_c, \mu_f$  : Coeficientes de Poisson del material de la leva y el rodillo.

$E_c, E_f$  : Módulos de elasticidad del material de la leva y el rodillo, en pascales [Pa].

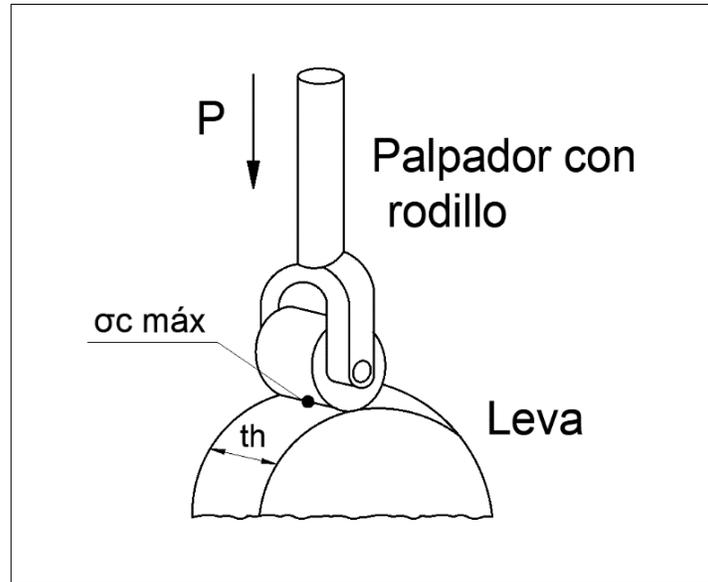


Figura 10. Mecanismo leva-palpador. Fuente: (Rothbart, 2004).

**4.4.2.5 Factor de concentración de esfuerzos.** Budynas y Nisbett (2012), así como Hamrock (2000), explican que el factor de concentración de esfuerzos, es un multiplicador del esfuerzo nominal o real al que está sometido un elemento de máquina. Este expresa también qué tanto crece el esfuerzo en una cierta región de dicho elemento. Su valor viene dado por la ecuación 15.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (15)$$

Donde:

$K_f$  : Factor de concentración de esfuerzos.

$K_t$  : Factor de concentración de esfuerzos teórico, el cual depende de la forma de la pieza y el tipo de carga (ver anexo 11).

$q$  : Sensibilidad de la muesca (ver anexo 12).

**4.4.2.6 Esfuerzos variables.** Los esfuerzos variables o fluctuantes son aquellos que cambian con el tiempo y usualmente adoptan una forma o patrón singular, como el de la figura 11, que es un esfuerzo con forma sinusoidal. Algunos patrones son muy irregulares, sin embargo, resulta fundamental para su estudio y cálculo, los picos en el lado máximo y el lado mínimo (Budynas y Nisbett, 2012).

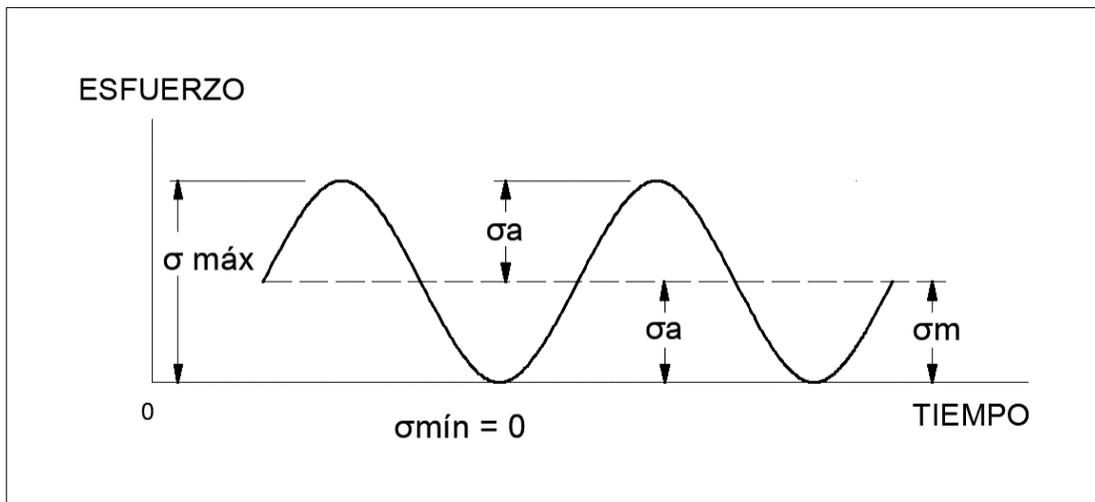


Figura 11. Esfuerzo fluctuante sinusoidal. Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012).

De esta forma, y tomando de nuevo la figura 11, se tienen las ecuaciones 16 y 17.

$$\sigma m = \frac{\sigma máx + \sigma mín}{2} \quad (16)$$

$$\sigma a = \frac{\sigma máx - \sigma mín}{2} \quad (17)$$

Donde:

$\sigma m$  : Esfuerzo medio.

$\sigma a$  : Esfuerzo de amplitud.

$\sigma máx$  ;  $\sigma mín$  : Esfuerzos máximo y mínimo respectivamente.

Se debe tener en cuenta que: “El esfuerzo constante o estático, no es el mismo que el esfuerzo medio; de hecho, puede tener cualquier valor entre  $\sigma_{mín}$  y  $\sigma_{máx}$ ” (Budynas y Nisbett, 2012, p. 287).

**4.4.2.7 Factor de seguridad.** “El factor de seguridad  $ns$ , es la relación entre el esfuerzo límite del material y el esfuerzo de diseño. Si  $ns > 1$ , el diseño es adecuado, y entre mayor lo sea, más seguro será el diseño” (Reyes Villavicencio, 2017, p.17).

Hamrock (2000), expresa que la resistencia de un elemento de máquina depende de la clase, tratamiento, geometría del espécimen, y también del tipo de carga que este experimente. Así los esfuerzos límites dependen si los mismos son de tensión, cortante, o compresión.

También expone el método de Pugsley para determinar el factor de seguridad, esto como una directriz cuando no se posee experiencia de diseños análogos, o no se tiene una normativa de diseño en la cual guiarse. El mismo que se expresa con la ecuación 18.

$$ns = n_{sx} \cdot n_{sy} \quad (18)$$

Donde:

$n_{sx}$  : Factor de seguridad que involucra características A, B y C.

$n_{sy}$  : Factor de seguridad que involucra características D y E.

Tanto  $n_{sx}$  como  $n_{sy}$  pueden encontrarse en el anexo 23.

#### **4.4.3. Diseño mediante el criterio de falla por fatiga**

El criterio de falla por fatiga sostiene que, si una pieza mecánica está sometida a esfuerzos variables o repetitivos, en algún instante de tiempo se formará en ella una pequeña grieta. Así,

luego de algunos ciclos de esfuerzo más, esa grieta crecerá hasta que el material ya no soporte y se rompa repentinamente.

Por lo tanto, las piezas como ejes, árboles, bielas, amortiguadores, entre otros; se deben diseñar tomando en cuenta la teoría de fatiga, la misma que considera los factores que influyen en la aparición y desarrollo de las grietas, para así poder establecer o predecir el número de ciclos antes que ocurra la falla (Norton, 1999).

**4.4.3.1 Límite de resistencia a la fatiga.** Budynas y Nisbett (2012), exponen que el número de ciclos  $N$  sobre un elemento mecánico, se considera de bajo ciclaje y vida finita cuando  $1 \leq N \leq 10^3$ ; de igual forma, de alto ciclaje y vida finita cuando  $10^3 < N \leq 10^6$ . Por otra parte, el diseño de elementos que superan los  $10^7$  ciclos, se consideran de vida infinita.

Para muchos de los aceros aleados y al carbono, así como para algunos materiales dúctiles, el número de ciclos promedio cuando ocurre la falla por fatiga es de  $10^6$ , y está relacionado con el esfuerzo último de los mismos. De esta forma, se expresa el límite de resistencia a la fatiga  $Se'$  con la ecuación 19.

$$(cuando N = 10^6 \text{ ciclos}); \quad Se' = \{ 0.5 S_{ut} \} \quad ; S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad (19)$$

Donde:

$S_{ut}$  : Esfuerzo último de tracción, compresión, o cortante. Según el tipo de cálculo.

$Se'$  : Límite de resistencia a la fatiga del material.

**4.4.3.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.** En virtud de diseñar una pieza mecánica que soporte como mínimo un millón de ciclos, se consideran factores que disminuyen el límite de resistencia a la fatiga. Estos toman en cuenta la temperatura de operación,

el acabado superficial de la pieza, el tamaño de la misma, entre otros. Se los conoce también como factores de Marin (Budynas y Nisbett, 2012), y se expresan en la ecuación 20.

$$Se = Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf \cdot Se' \quad (20)$$

Donde:

$Se$  : Límite de resistencia a la fatiga corregida para una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$Ka$  : Factor de modificación por la condición superficial.

$Kb$  : Factor de modificación del tamaño.

$Kc$  : Factor de modificación por la carga.

$Kd$  : Factor de modificación por la temperatura.

$Ke$  : Factor de confiabilidad.

$Kf$  : Factor de modificación por efectos varios.

$Se'$  : Límite de resistencia a la fatiga del material.

**Factor de superficie  $Ka$ .** La resistencia en un elemento o pieza, depende mucho de su estado superficial. A mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia. Esto debido a que las pequeñas irregularidades externas, actúan como diminutos concentradores de esfuerzo que pueden iniciar una grieta. En el anexo 25, se puede encontrar este factor para el acero y materiales dúctiles.

**Factor de tamaño  $Kb$ .** El factor de tamaño  $Kb$  considera la forma de la pieza, y el tipo de carga a la cual está sometida. Para una barra circular y elementos cargados axialmente, este se expresa en la ecuación 21.

$$\text{Para flexión} \quad Kb = \{ 1.24 d^{-0.107} ; \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \}$$

$$\begin{array}{ll}
 \text{Para torsión y cortante} & Kb = \{1.51 d^{-0.157} ; \quad 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \} \quad (21) \\
 \text{Para carga axial} & Kb = 1
 \end{array}$$

Donde:

$d$  : Es el diámetro exterior de la barra circular.

Para el caso de una barra redonda que está en flexión, pero que no gira, se debe calcular un diámetro equivalente  $de$ , con la fórmula 22, y luego reemplazar este en la ecuación 21.

$$de = 0.370 d \quad (22)$$

**Factor de carga  $Kc$ .** Este factor considera únicamente el tipo de carga a la cual la pieza se somete. Sus valores vienen dados por la ecuación 23.

$$\begin{array}{ll}
 \text{Para flexión} & Kc = 1 \\
 \text{Para torsión y cortante} & Kc = 0.59 \\
 \text{Para carga axial} & Kc = 0.85
 \end{array} \quad (23)$$

**Factor de temperatura  $Kd$ .** Según Norton (1999) y Vanegas Useche (2018), el factor de temperatura puede tomarse como se indica en la ecuación 24.

$$Kd = 1 \quad \text{Cuando la temperatura de la pieza} \leq 450^\circ\text{C} \quad (24)$$

**Factor de confiabilidad  $Ke$ .** El factor de confiabilidad se puede encontrar en el anexo 24, el cual muestra algunas confiabilidades estándar especificadas.

**Factor de efectos varios  $Kf$ .** Vanegas Useche (2018), afirma:

En uniones atornilladas, cojinetes, cubos (chavetas) de ruedas dentadas y árboles o ejes (...) se evidencia un cambio de color en las superficies de estos, así como picadura, y finalmente fatiga. El factor  $Kf$  varía entre 0.24 y 0.90, dependiendo del material de las piezas del ajuste. (p. 216)

**4.4.3.3 Criterios de falla por fatiga.** Budynas y Nisbett (2012), exponen cuatro criterios de falla por fatiga: Soderberg, Goodman, Gerber y ASME<sup>1</sup>; los mismos que están representados por sus gráficas en la figura 12. En esta misma se puede observar que la recta de Gerber y la recta de Goodman, pasan por los puntos  $(0, S_e)$  y  $(S_{ut}, 0)$ , considerando como criterio de falla la resistencia última del material.

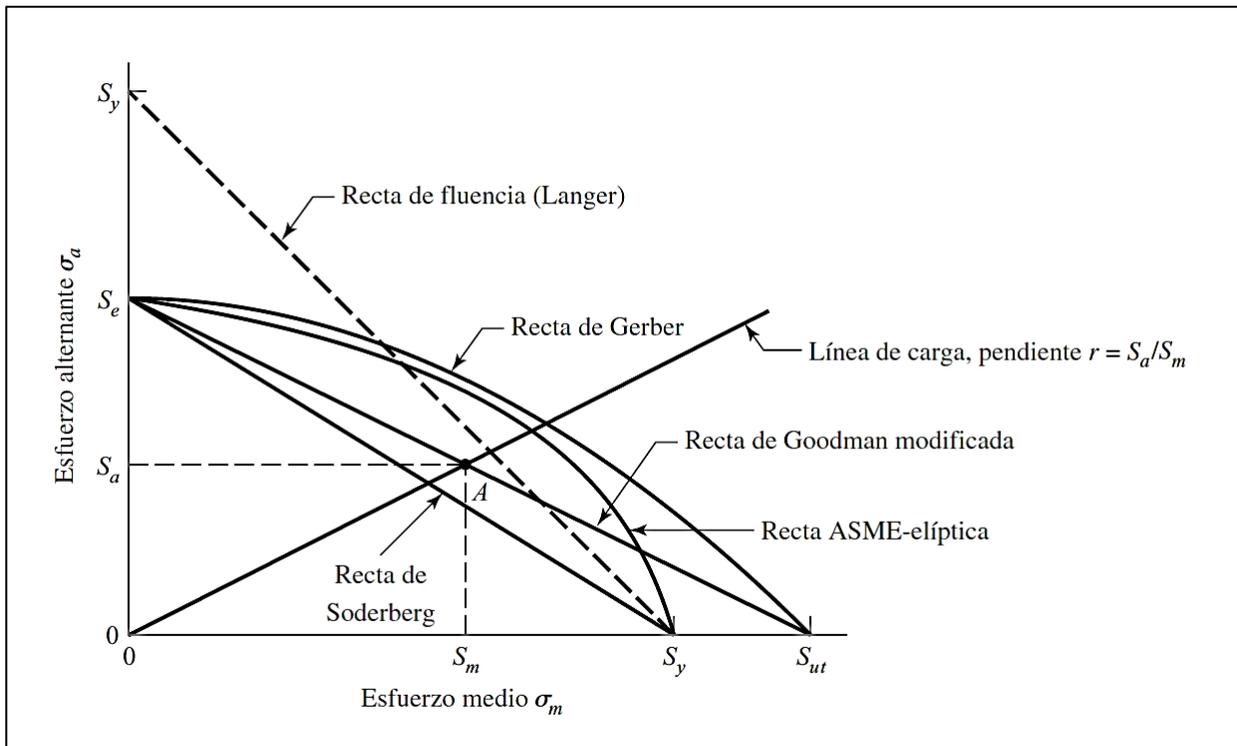


Figura 12. Criterios de falla por fatiga, graficados como rectas. Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012).

Nota: Para cada criterio, los puntos “en” o “arriba” de la recta respectiva, indican falla. Por ejemplo, un punto en A en la recta de Goodman, proporciona la resistencia  $S_m$  como el valor límite de  $\sigma_m$  correspondiente a la resistencia  $S_a$ , la cual, emparejada con  $\sigma_m$ , es el valor límite de  $\sigma_a$ .

Norton (1999), afirma que la parábola de Gerber resulta útil para el análisis de piezas que han fallado por fatiga, pero no se usa mucho para diseñar. En cambio, la recta de Goodman es la

<sup>1</sup> ASME, por sus siglas en inglés de *The American Society of Mechanical Engineers*, o Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, en español.

más utilizada en el diseño por fatiga, debido a que es más confiable y es una ecuación un poco más sencilla de calcular que la ecuación de una parábola. De forma similar con la recta ASME-elíptica y la recta de Soderberg, las cuales pasan por los puntos  $(0, S_e)$  y  $(S_y, 0)$ , utilizando la resistencia a la fluencia del material como criterio de falla.

***Criterio de falla por fatiga de Soderberg.*** Ya que la máquina contará con partes móviles, y no se tiene referencias de diseños análogos; se expone este criterio de falla para poder calcular de manera más confiable las piezas principales. Debido a que es el más conservador de los cuatro que se muestran en la figura 12. Su expresión viene dada por la ecuación 25.

$$\frac{\sigma a}{S_e} + \frac{\sigma m}{S_y} = \frac{1}{ns} \quad (25)$$

Donde:

$\sigma m$  ;  $\sigma a$  : Esfuerzos medio y de amplitud sobre la pieza o elemento de diseño.

$S_e$  : Resistencia a la fatiga corregida del elemento o pieza de diseño.

$S_y$  : Resistencia a la fluencia del material.

$ns$  : Factor de seguridad.

Conociendo  $S_e$  y  $S_y$ , se puede proceder de dos maneras para el diseño mediante la ecuación 25. La primera es proponer un  $ns$  con la ecuación 18 (o con alguna norma específica de diseño), y calcular las dimensiones de la pieza que están dentro de las ecuaciones de  $\sigma m$  y  $\sigma a$ . Y la segunda, es calculando  $ns$  conociendo ya  $\sigma m$  y  $\sigma a$ . Si  $ns > 1$ , la pieza resiste los esfuerzos impuestos y el diseño es adecuado. Por el contrario, si  $ns < 1$ , la pieza no resiste los esfuerzos impuestos.

Por otro lado, y de manera complementaria, se expone la ecuación 26 para el cálculo del diámetro mínimo de un eje o un árbol, basado en la teoría de falla por fatiga de Soderberg, la cual solo considera la flexión, pero no la torsión.

$$\varnothing \text{ mín} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot ns}{\pi} \left( \frac{Kf \cdot Mfa}{Se} + \frac{Kf \cdot Mfm}{Sy} \right)} \quad (26)$$

Donde:

$\varnothing \text{ mín}$  : Diámetro mínimo del eje o árbol en metros [m].

$ns$  : Factor de seguridad.

$Kf$  : Concentrador de esfuerzos.

$Mf a$  : Momento flector de amplitud en newtons-metro [Nm].

$Mf m$  : Momento flector medio en newtons-metro [Nm].

$Se$  : Resistencia a la fatiga corregida en pascales [Pa].

$Sy$  : Resistencia a la fluencia del material en pascales [Pa]..

**4.4.3.4 Cálculo de rodamientos de bolas.** La normativa (DIN/ISO 281), considera la fatiga del material para la selección de rodamientos de bolas solicitados dinámicamente; esto como principal causa de deterioro en los mismos. Su expresión viene dada por la ecuación 27.

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 [10^6 \text{revoluciones}] \quad (27)$$

Donde:

$L$  : Vida nominal del rodamiento en revoluciones.

$C$  : Capacidad de carga dinámica en kilo-newtons [KN].

$P$  : Carga dinámica equivalente en kilo-newtons [KN].

La capacidad de carga dinámica la brinda el fabricante, y depende del modelo y tamaño de cada tipo de rodamiento. Por otro lado, si la carga y la velocidad de un rodamiento cambian con el tiempo, su carga equivalente debe ser calculada por aproximación de las curvas reales. De esta

forma, se toman una serie de valores de carga y de velocidades con una parte proporcional del tiempo q (%), como se muestra en la figura 13.

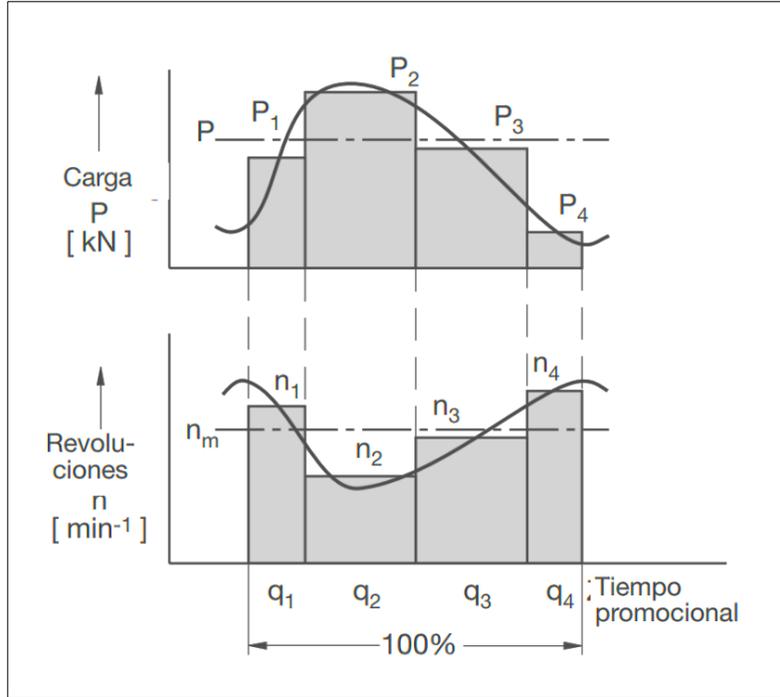


Figura 13. Aproximación de las curvas reales de carga y velocidad angular en rodamientos de bolas solicitados dinámicamente.

Fuente: (FAG, 2000).

De la figura 13, se obtienen las ecuaciones 28 y 29.

$$n_m = \left( n_1 \cdot \frac{q_1}{100} \right) + \left( n_2 \cdot \frac{q_2}{100} \right) + \dots \quad (28)$$

Donde:

$n_m$  : Velocidad angular media en el rodamiento en revoluciones por minuto [rpm].

$$P = \sqrt[3]{ \left( \frac{P_1^3}{n_m} \cdot \frac{n_1 \cdot q_1}{100} \right) + \left( \frac{P_2^3}{n_m} \cdot \frac{n_2 \cdot q_1}{100} \right) + \dots } \quad (29)$$

Donde:

$P$  : Carga dinámica equivalente en kilo-newtons [KN].

**4.4.3.5 Cálculo de rodamientos lineales de bolas.** La normativa (ISO 10285) considera para el cálculo de la vida útil de un rodamiento lineal, solo la fuerza máxima impartida en el mismo, sin importar como varía esta con respecto al tiempo (NTN - SNR, 2015). Sus valores vienen dados por las ecuaciones 30 y 31.

$$La = \left(\frac{C}{F}\right) \left(\frac{f_h \cdot f_T \cdot f_c}{f_w}\right) \quad (30)$$

Donde:

$La$  : Vida nominal del rodamiento en kilómetros [Km].

$C$  : Capacidad de carga dinámica en newtons [N].

$F$  : Carga dinámica en newtons [N].

$f_h$  : Factor de dureza del eje.

$f_T$  : Factor de temperatura.

$f_c$  : Factor de contacto.

$f_w$  : Factor de carga (ver anexo 28).

$$Lh = \left(\frac{La}{2 \cdot s \cdot ns \cdot 60}\right) \quad (31)$$

Donde:

$Lh$  : Vida nominal del rodamiento en horas [h].

$s$  : Longitud de carrera en metros [m].

$ns$  : Frecuencia del desplazamiento en minutos a la menos uno [ $\text{min}^{-1}$ ].

## 4.5. Fundamentos de electricidad

Debido a que el prototipo de máquina funcionará con energía eléctrica (por motivos de simplicidad para el operario), se abordan en esta sección temas relacionados con potencia eléctrica en corriente alterna; así como la corrección del factor de potencia para cargas inductivas y capacitivas. También se exponen y se explican los transformadores de baja potencia que se emplean en las despachadoras manuales de la figura 3, considerando su uso posteriormente.

### 4.5.1 Potencia eléctrica en corriente alterna

La potencia eléctrica que demanda una máquina de corriente alterna se denomina potencia aparente, la misma que tiene dos componentes: la potencia activa y la potencia reactiva. La potencia activa está relacionada con los elementos resistivos del equipo, y la potencia reactiva tiene relación con los elementos inductivos y capacitivos del mismo (Robbins y Miller, 2008).

En la figura 14, se muestra cómo se relacionan las potencias antes indicadas, en el conocido triángulo de potencias.

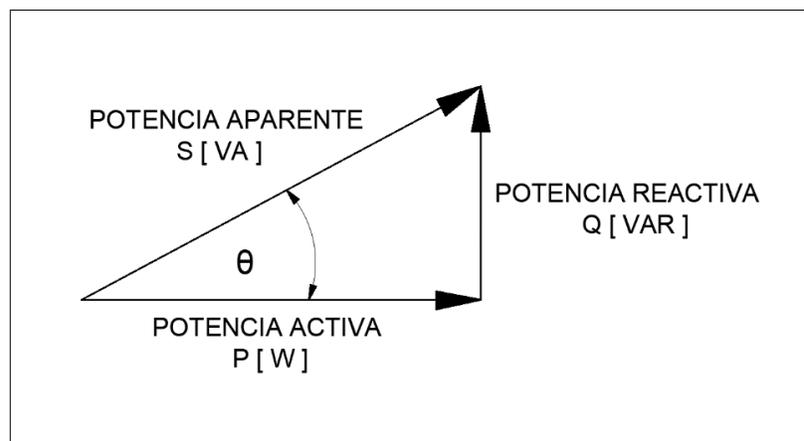


Figura 14. Triángulo de potencias eléctrico. Fuente: (Brechmann, 2009).

De la figura 14 se tienen las ecuaciones 32 y 33.

$$S = \frac{P}{\cos \theta} = V \cdot I \quad (32)$$

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2} \quad (33)$$

Donde:

$S$  : Potencia aparente en voltio-amperios [VA].

$P$  y  $Q$  : Potencia activa en watts [w], y potencia reactiva en voltio-amperios reactivos [VAR].

$V$  ;  $I$  : Voltaje y corriente alternos, en voltios [V] y amperios [A] respectivamente.

$\cos \theta$  : Factor de potencia. Indica qué tanta potencia reactiva y activa tiene el equipo eléctrico.

**4.5.1.1 Corrección del factor de potencia.** Se tiene que el factor de potencia es positivo para cargas inductivas, como motores, transformadores, y todo tipo de equipo que contenga bobinas. Y es negativo para cargas capacitivas, es decir aquellas que contengan capacitores (figura 15). Por otra parte, Robbins y Miller (2008), recomiendan que no sea menor a 0.9, para poder optimizar el consumo de energía eléctrica.

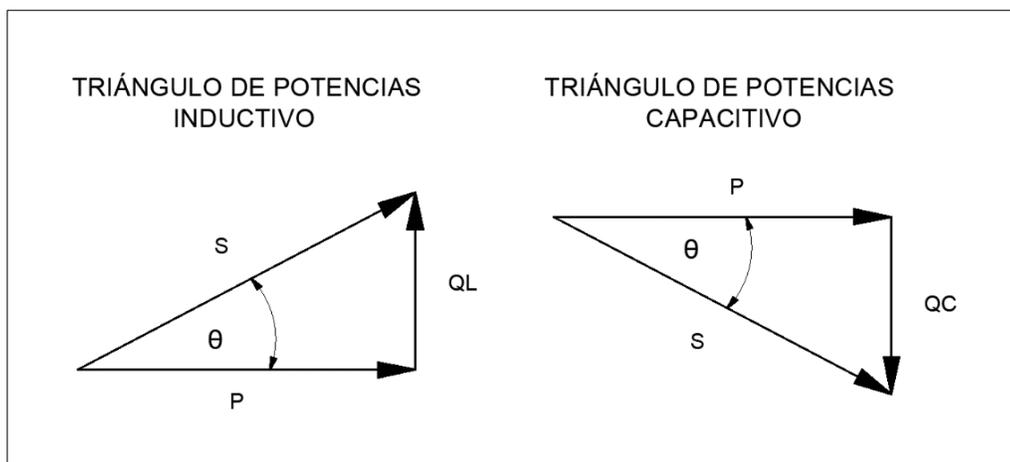


Figura 15. Triángulos de potencias, inductivo y capacitivo. Fuente: (Robbins y Miller, 2008).

De esta forma, la corrección del factor de potencia se la realiza sumando algebraicamente  $Q_L$  y  $Q_C$ , que son las potencias reactivas, inductiva y capacitiva respectivamente. Tal como se muestra en la figura 16.

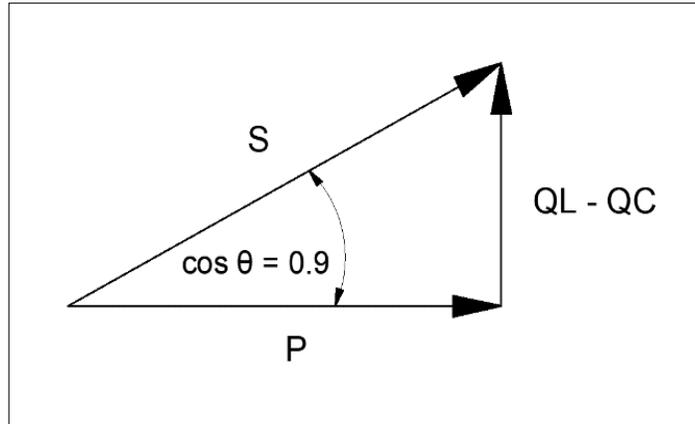


Figura 16. Triángulo de potencias corregido. Fuente: (Robbins y Miller, 2008).

Sus valores vienen dados por las ecuaciones 34 y 35.

$$Q_L = I^2 \cdot X_L = \frac{V^2}{X_L} \quad [\text{VAR}] \quad (34)$$

$$Q_C = I^2 \cdot X_C = \frac{V^2}{X_C} \quad [\text{VAR}] \quad (35)$$

Donde:

$Q_L$  y  $Q_C$  : Potencias reactivas, inductiva y capacitiva en voltio-amperios reactivos [VAR].

$V$  ;  $I$  : Voltaje y corriente alternos que demanda el equipo eléctrico, en voltios [V] y amperios [A] respectivamente.

$X_L$  : Reactancia inductiva en ohmios [ $\Omega$ ].

$X_C$  : Reactancia capacitiva en ohmios [ $\Omega$ ].

A su vez, las reactancias capacitiva e inductiva se expresan con las ecuaciones 36 y 37.

$$XL = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot L \quad [\Omega] \quad (36)$$

$$XC = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot C} \quad [\Omega] \quad (37)$$

Donde:

$L$  : Valor de la inductancia en henrys [H].

$C$  : Valor de la capacitancia en faradios [F].

$f$  : Frecuencia del sistema eléctrico en hertz [Hz].

#### **4.5.2. Transformadores monofásicos de baja potencia**

Martín Castillo (2019), expone que los transformadores monofásicos de baja potencia son aquellos cuya potencia aparente es inferior a 1500 VA. Se denominan también como transformadores acorazados, su construcción es normalizada, y se utilizan en pequeñas máquinas y electrodomésticos de todo tipo. Las partes principales por las que se componen se muestran en la figura 17.

Estos sirven para obtener valores de voltaje e intensidad de corriente específicos, y debido a su calidad constructiva, son muy precisos y confiables. Por otra parte, si su devanado primario consta de más espiras o vueltas que su devanado secundario, tenemos que el voltaje del secundario será menor al del primario, pero la intensidad de corriente aumenta, como se muestra en la figura 18.

Cuando el transformador tiene esta configuración se denomina transformador reductor de voltaje, y si fuera de manera inversa a la descrita, se llamaría transformador elevador de voltaje.

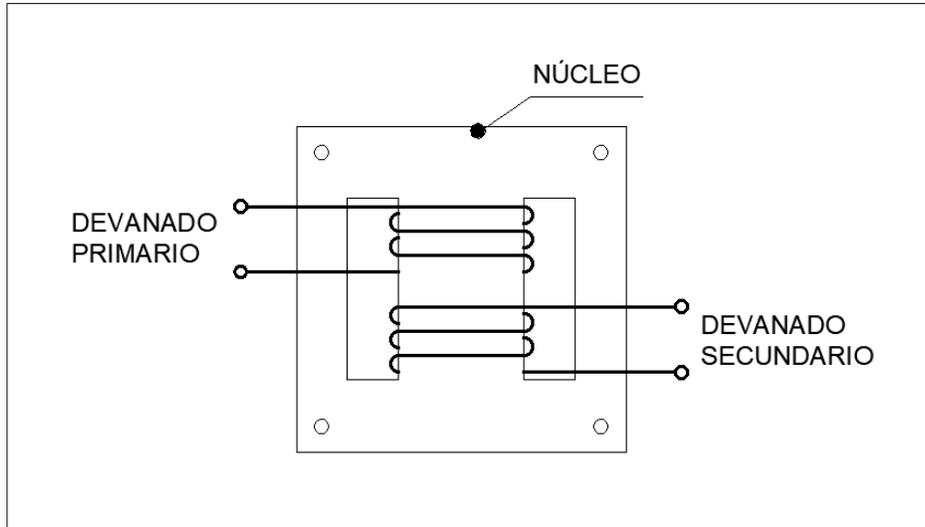


Figura 17. Partes de un transformador monofásico acorazado. Fuente: (Martín Castillo, 2019).

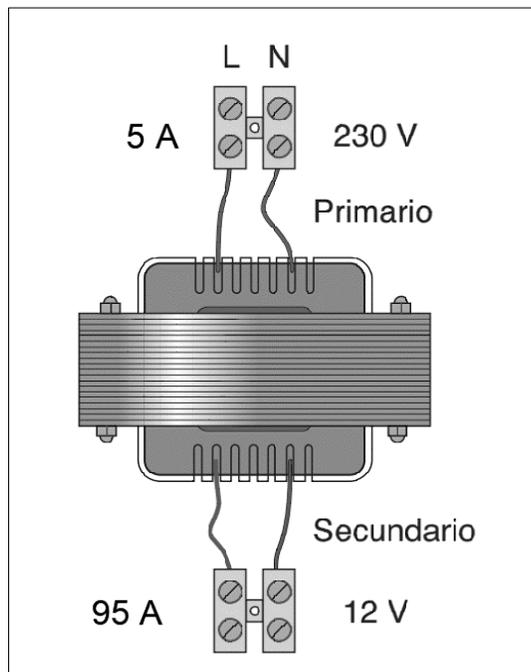


Figura 18. Transformador reductor de voltaje. Fuente: (Martín Castillo, 2019).

## **5. MATERIALES Y MÉTODOS**

### **5.1. Materiales**

#### ***5.1.1. Equipos y material de oficina***

Computadora, libros e información bibliográfica impresa, internet, impresora, calculadora científica, entre otros.

#### ***5.1.2. Software y herramientas CAD***

Paquete Ansis 2020 r2 Academic, paquete Office, AutoCAD 2018, convertidor pdf-word, paquete Mendeley, y MathCad.

#### ***5.1.3. Equipos de construcción eléctrica y mecánica***

Soldadora eléctrica, torno, taladro manual y de banco, amoladora, cortadora de acero con disco, esmeril, machuelos, terraja, pinzas para acero, nivel imantado, calibrador, escuadra, guantes y equipo de protección visual, juego de llaves y destornilladores, pinzas amperométricas, vatímetro monofásico, medidor de temperatura con termocupla o termopar.

### **5.2. Métodos**

Los pasos que se llevarán a cabo para diseñar y construir la máquina despicatora son:

- *Búsqueda de información sobre diseños análogos o máquinas despicatoras hasta la actualidad.* Aquí es necesario realizar un análisis y una valoración sobre el tipo de máquina que será posible construir en el medio, especialmente por su complejidad tecnológica y la adquisición de materiales.
- *Reconocimiento de las partes principales.* Para ello se debe realizar una inspección y una síntesis de las partes más importantes con las cuales la máquina no puede faltar, seguido

por un análisis de cómo funcionan. De esta forma se puede proponer el diseño general o conceptual de la despigadora.

- *Diseño de las partes principales.* Aquí se deben proponer mecanismos que sean eficaces para el corte y la cauterización de los picos, tomando en consideración las variables técnicas de un despique adecuado. Esto puede llevarse a cabo mediante experimentación, ensayos, deducción por diseños análogos, muestreo estadístico, u otras técnicas de investigación similares.
- *Cálculos de las piezas y componentes.* Para esto es necesario escoger una teoría de cálculo adecuada, misma que considere las condiciones a las que estarán sometidas las piezas principales, con el fin de dimensionarlas adecuadamente. Así como los programas disponibles, para realizar simulaciones por computadora en donde se requiera un cálculo más detallado. Y de manera similar, se deben considerar las normas que permitan seleccionar los demás componentes (tales como rodamientos de bolas), con respecto al tipo de carga, esfuerzos, materiales, etc.
- *Diseño del control eléctrico de la máquina.* Una vez que se tenga el diseño de las partes principales, se debe diseñar cómo serán controladas por el operario. Para esto se deben considerar los componentes de control disponibles en el medio, y con esto realizar los respectivos diagramas eléctricos.
- *Construcción, ensamblaje, y pruebas de funcionamiento.* Con las dimensiones adecuadas de las piezas y componentes, se deben elaborar los respectivos planos mecánicos, mismos que permitirán la construcción y el ensamble detallado de la máquina. Por último, se deben realizar las pruebas de funcionamiento en la misma, para poder observar su operatividad y eficacia.

## 6. RESULTADOS

### 6.1. Análisis y reconocimiento de los componentes principales en las despicatoras manuales

Debido a que existe en el internet muchas referencias sobre las despicatoras manuales, muy poca información sobre las semiautomáticas, y no se tienen referencias sobre otros trabajos de investigación similares; se analizan únicamente estas primeras, para poder establecer las ideas y conceptos básicos de diseño que debe tener la máquina a construirse.

Se tiene que estas máquinas funcionan con una cuchilla caliente, de este modo el corte y la cauterización se los realiza al mismo tiempo. Para calentar la misma, estas emplean un transformador monofásico reductor de voltaje, de baja potencia (menor a 1500 VA), similar al que se puede encontrar en un horno microondas, pero con la diferencia que estos son elevadores de voltaje. La figura 19 muestra un transformador de una despicatora manual.

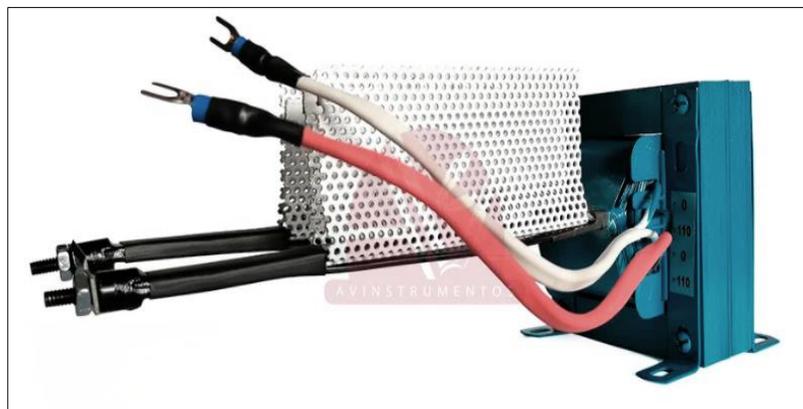


Figura 19. Transformador para despicatora. Fuente: (Avinstrumentos, 2021).

Nota: Transformador monofásico 110-1V.

La cuchilla va conectada en corto en el secundario del transformador, actuando como resistencia eléctrica y calentándose por efecto Joule<sup>2</sup>. No obstante, la información técnica sobre el

---

<sup>2</sup> Este efecto indica que todo elemento posee resistencia eléctrica y este a su vez emitirá un grado de calor al circular por él una cantidad específica de corriente (Reyes Villavicencio, 2017).

tipo de acero con que se construyen estas cuchillas es muy escasa y pobre. Por otro lado, el operario realiza el corte del pico bajando la cuchilla con la ayuda de un pedal, el mismo que puede funcionar accionando un motor eléctrico o no, dependiendo del modelo.

Una parte muy importante con la que también cuentan estas máquinas, es una pequeña y delgada placa fija con tres orificios, que se ubica muy cerca y paralela a la trayectoria de subida y bajada de la cuchilla, como se muestra en la figura 20. Los diámetros de los orificios pertenecen a las medidas promedio de los picos de pollos pequeños, medianos y grandes.

Cuando se introduce el pico del animal en el orificio, este delimita hasta donde es posible cortar, que es antes de la zona con irrigación sanguínea, ya que al cortar de más, se podría ocasionar un daño irreversible en el animal (Pronavicola, 2016). De esta manera, se asegura que el pico sea cortado lo justo y necesario, y permite también que la tarea del operario sea más cómoda y rápida.



*Figura 20.* Pico del pollo colocado en la placa de orificios antes de bajar la cuchilla y efectuar el corte. *Fuente:* (Galíndez, 2020).

Los demás componentes de las despicadoras manuales se pueden considerar como secundarios; tales como pernos de sujeción, bastidor, un ventilador que permite extraer el posible

humo ocasionado por la cauterización (importante pero no fundamental) y un atenuador o dímer, que permite controlar la intensidad de corriente en la cuchilla y por ende su temperatura.

Por lo tanto, y en base a lo expuesto anteriormente, los componentes principales y/o indispensables que definen el diseño de la máquina despicatora, son los siguientes:

- Cuchilla/s, para efectuar el corte.
- Transformador, para calentar la cuchilla y cauterizar el pico.
- Placa de orificios, para colocar el pico del pollo con facilidad y a la vez restringir el corte excesivo del mismo.

## **6.2. Evaluación sobre la adquisición de los componentes para la máquina**

Una vez reconocidos los componentes principales con los que debe contar en general la máquina, surge una interrogante fundamental para el proceso de diseño y sobre todo el proceso de construcción. ¿Es posible encontrar en el mercado local (Loja y Ecuador) los componentes principales? siendo estos: la o las cuchillas para despique de pollos, el transformador, y la placa de orificios.

En el caso de las cuchillas, la respuesta es no. En Loja y en todo el país no se comercializan cuchillas para el despique de pollos. Por lo tanto, se deben considerar otro tipo de cuchillas que sí sean adquiribles en la localidad. En cuanto al transformador, se tiene que sí se comercializan en el medio transformadores monofásicos de baja potencia, lo cual es favorable.

En el caso de la placa de orificios, su construcción no es un problema. Pero al no contar con información técnica sobre los diámetros de la misma, es necesario obligatoriamente realizar mediciones de campo.

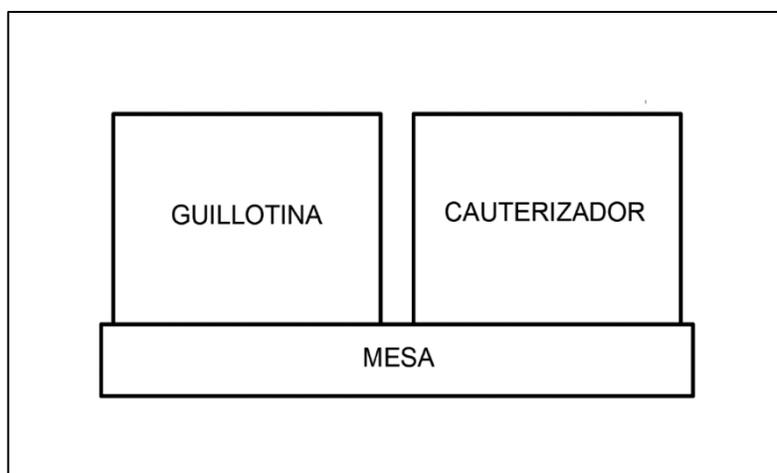
### 6.3. Propuesta general del diseño

Se conoció en la sección *despicadoras manuales*, que el uso de cada cuchilla es recomendable hasta dos mil cortes, para luego ser recambiada por una nueva. Esto se puede entender, debido al desgaste en su filo y también al deterioro superficial del material al ser sometido a una temperatura elevada (se desconoce la temperatura, aunque se supone se sitúa entre los 300 y 500 °C, debido a que la cuchilla toma un color rojizo como se ve en la figura 3).

Debido a que no se puede construir las cuchillas localmente (para que puedan ser recambiadas), se propone realizar el corte con una cuchilla a temperatura ambiente, y seguidamente realizar la cauterización sobre una placa caliente. De esta manera, se pueden utilizar cuchillas que sí sean adquiribles en el medio.

Tomando esto en cuenta, se enuncian y proponen las partes principales de la máquina a construirse: a la parte de la máquina que se encarga de cortar el pico, se la denomina como guillotina, en la misma que se encuentra la placa de orificios y la cuchilla. Así mismo, la parte destinada para cauterizar el pico, se la denomina cauterizador, en donde se encuentra la placa de cauterización y el transformador.

Tanto la guillotina, el cauterizador, y los demás componentes secundarios, se diseñan por separado y se montan sobre una mesa o tablero. Esto con el fin de que el diseño de una parte no interfiera con la otra, y por ende su construcción. Por otro lado, cuando se tenga que dar mantenimiento a la máquina, cada parte puede desmontarse con facilidad. En consecuencia, el diseño general de la máquina se resume en la figura 21.



*Figura 21.* Diseño general de la máquina despicadora a construirse  
*Fuente:* Propia.

### **6.3.1. Diseño de la guillotina**

**6.3.1.1 Propuesta del mecanismo de corte.** Para poder proponer y diseñar el mecanismo de corte que conformará la guillotina, es importante en primera instancia, saber cómo está constituido internamente el pico de los pollos. Esto debido a que el corte se efectuará a temperatura ambiente y la velocidad de la cuchilla puede variar dependiendo de si el material del mismo presenta discontinuidades, protuberancias internas, hebras o fibras, etc. Del anexo 3, se tiene que la estructura interna del pico del pollo es de naturaleza fibrosa, cuyas fibras internas, están dispuestas de manera longitudinal al mismo.

Haciendo una analogía, la caña de azúcar presenta una estructura interna muy similar a la de los picos de los pollos, con fibras vegetales dispuestas longitudinalmente. Si se efectúa un corte transversal a una caña sobre una base o soporte de madera, con la ayuda de un machete y a la menor velocidad posible, se tiene que las fibras no se cortan de manera uniforme. Esto debido a que se posan unas sobre otras, oponiendo mucha resistencia. Como resultado se tiene una superficie de corte áspera y desigual.

Desde la misma perspectiva, si se realiza el corte dejando caer el machete con la mayor velocidad posible sobre la caña, se tiene que las fibras no oponen mayor resistencia a ser cortadas, ya que, por su inercia a permanecer estáticas, se puede suponer que no se posan las unas sobre las otras. Como resultado se obtiene una superficie de corte lisa y con el mínimo de rugosidades y repliegues.

Por lo tanto, y en virtud de que la analogía antes expuesta está sujeta fácilmente a comprobación, se puede deducir y afirmar inequívocamente, que un mecanismo eficaz a temperatura ambiente para cortar el pico de los pollos, es dejando caer el elemento cortante (la cuchilla en este caso), con la mayor rapidez posible sobre el mismo, mientras este está apoyado sobre una base o soporte.

De esta manera, se propone el mecanismo de corte que se muestra en la figura 22, cuyas piezas son la base, la cuchilla, y la placa de orificios. Se propone anticipadamente, construir la base de grilón o *nylon*, debido a que es el material con que se fabrican la mayoría de las tablas de picar alimentos de uso culinario. Esto porque el grilón posee una buena resistencia al desgaste superficial y una buena resistencia a la fatiga (ver anexo 8).

**6.3.1.2 Diámetros de la placa de orificios y selección de la cuchilla.** Del anexo1, se conoce que la geometría externa de los picos es de sección triangular, la cual se hace más pequeña conforme se termina y adopta también una pequeña inclinación hacia abajo. Se tiene también que los parámetros o medidas que están presentes al realizar el corte son: la profundidad, ancho y alto; los cuales aumentan de forma proporcional con la edad de los animales. Estos se pueden visualizar en la figura 24.

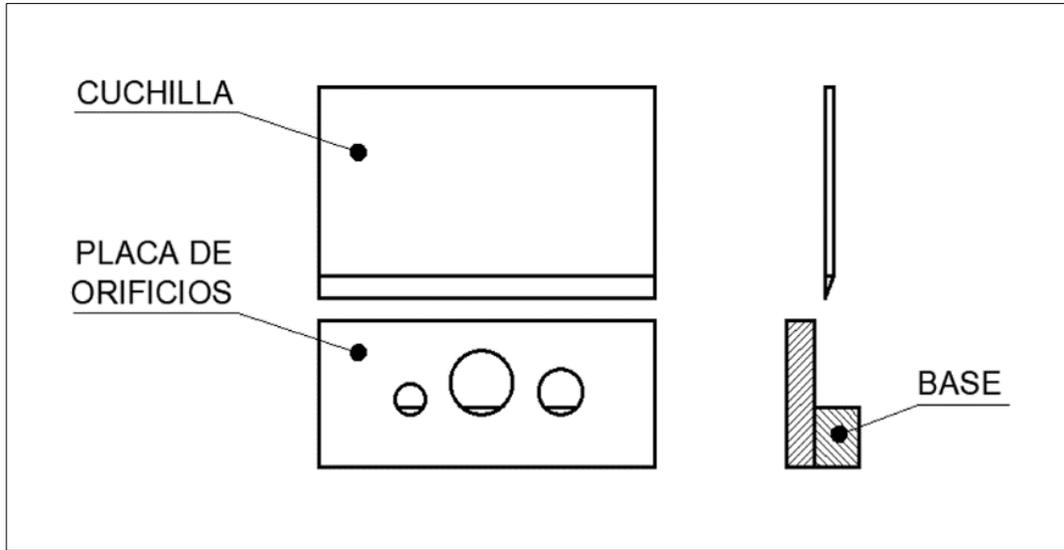


Figura 22. Piezas o partes del mecanismo de corte. Fuente: Propia.

El corte se efectúa como se indica en la figura 23.

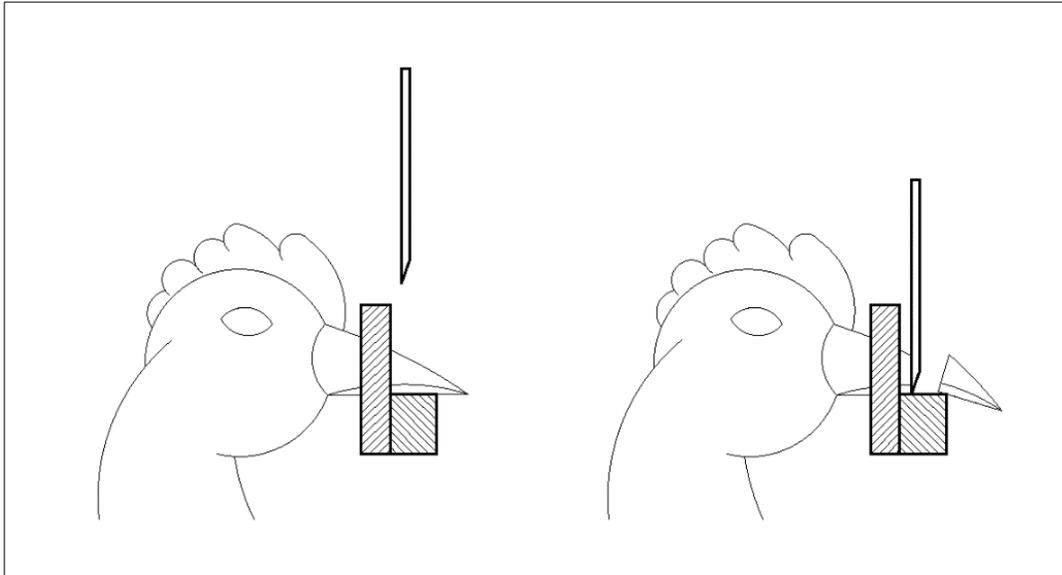


Figura 23. Corte del pico del pollo. Fuente: Propia.

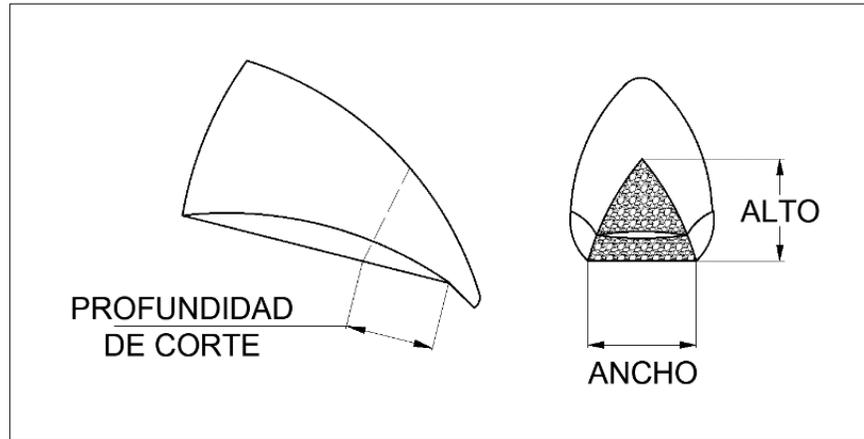


Figura 24. Parámetros de corte en los picos de los pollos. Fuente: Propia.

Como no se cuenta con bibliografía técnica sobre las dimensiones de los parámetros de la figura 24, estas se deben estimar mediante estadística. Esto es para las tres edades de los pollos: pequeños, medianos y grandes. En la tabla 4, *Muestras de los parámetros de corte en los picos de los pollos* del anexo 2, se encuentran los parámetros de cuarenta pollos de cada una de las tres edades; mismos que fueron medidos en una granja avícola local con más de nueve mil ejemplares.

Con esto se cumple el requisito  $n > 30$  (tamaño de la muestra mayor a treinta) del procedimiento para construir un intervalo de confianza para la media poblacional  $\mu$  (para cada parámetro), como se indica en la sección *Procedimiento para estimar la media poblacional con una distribución t de Student*. Así, utilizando la primera columna de la tabla 4, se calcula:

$$\text{grados de libertad} = n - 1$$

$$\text{grados de libertad} = 40 - 1$$

$$\text{grados de libertad} = 39$$

Con este resultado, se calcula el valor crítico  $t/2$  con un nivel de confianza deseado del 0.99 (o 99%), mediante la tabla del anexo 13.

$$t/2 = 2.708$$

Luego se calcula un promedio de la muestra o media muestral  $x$ .

$$x = \frac{172.8 \text{ mm}}{40} = 4.32 \text{ mm}$$

Y también la desviación estándar muestral  $s$ , con la fórmula 1.

$$s = \sqrt{\frac{\sum(m - x)^2}{n - 1}} = 1.27 \text{ mm}$$

Donde  $m$  es cada uno de los cuarenta valores muestrales, y se calcula también el margen de error  $E$  con la fórmula 2.

$$E = \frac{t/2 \cdot s}{\sqrt{n}} = \frac{(2.708) \cdot (1.27)}{\sqrt{40}} = 0.54 \text{ mm}$$

Por último, se utiliza la fórmula 3 para construir el intervalo de confianza de la media poblacional  $\mu$  para la columna en cuestión.

$$x - E < \mu < x + E$$

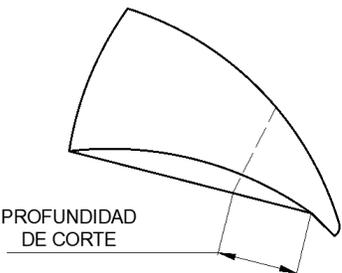
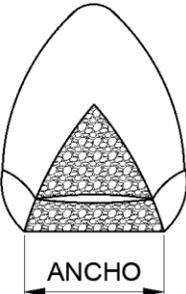
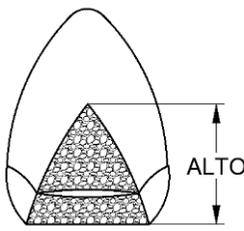
$$4.32 - 0.54 < \mu < 4.32 + 0.54 \text{ mm}$$

$$3.78 < \mu < 4.86 \text{ mm}$$

Procediendo de igual manera con las demás columnas de la tabla 4, se obtienen los intervalos de cada media poblacional, los que se exponen en la tabla 1. Estos intervalos se traducen en que se tiene un 99% de confiabilidad, de que la media poblacional de cada parámetro, se encuentra entre ese rango de valores.

Tabla 1

*Intervalos de las medias poblacionales  $\mu$ , de los parámetros de corte en pollos pequeños, medianos y grandes*

								
[mm]			[mm]			[mm]		
Semanas de Edad			Semanas de Edad			Semanas de Edad		
1 - 3	4 - 5	7 - 8	1 - 3	4 - 5	7 - 8	1 - 3	4 - 5	7 - 8
3.78	6.58	12.78	5.42	7.18	13.2	3.56	6.18	10.67
$< \mu$	$< \mu$	$< \mu$	$< \mu$	$< \mu$	$< \mu$	$< \mu$	$< \mu$	$< \mu$
$< 4.86$	$< 7.4$	$< 13.45$	$< 6.89$	$< 9.2$	$< 14.68$	$< 4.2$	$< 7.89$	$< 11.5$

Fuente: Propia

Conociendo ya los intervalos, se propone escoger para el diseño de la placa de orificios solo los valores menores de los mismos, debido a que no se puede cortar de más el pico. De esta forma, dibujando el ancho y el alto, se obtiene el diámetro del orificio para las tres edades de los pollos. Como se muestra en la figura 25.

De la figura 26, se aprecia entonces que la longitud de la cuchilla LC, debe ser como mínimo, la sumatoria de  $\emptyset 1$ ,  $\emptyset 2$ , y  $\emptyset 3$ . Por lo tanto:

$$LC > (\emptyset 1 + \emptyset 2 + \emptyset 3)$$

$$LC > ( 14.75 \text{ mm} + 8.27 \text{ mm} + 5.62 \text{ mm} )$$

$$LC > 28.64 \text{ mm}$$

En consecuencia, se escoge una cuchilla con LC mayor a 28.64 mm. Siendo la más indicada una cuchilla para cepillo de madera #5. Esta cuenta con un LC = 50 mm y además se encuentra fácilmente en el medio para un recambio. Ver anexo 5.

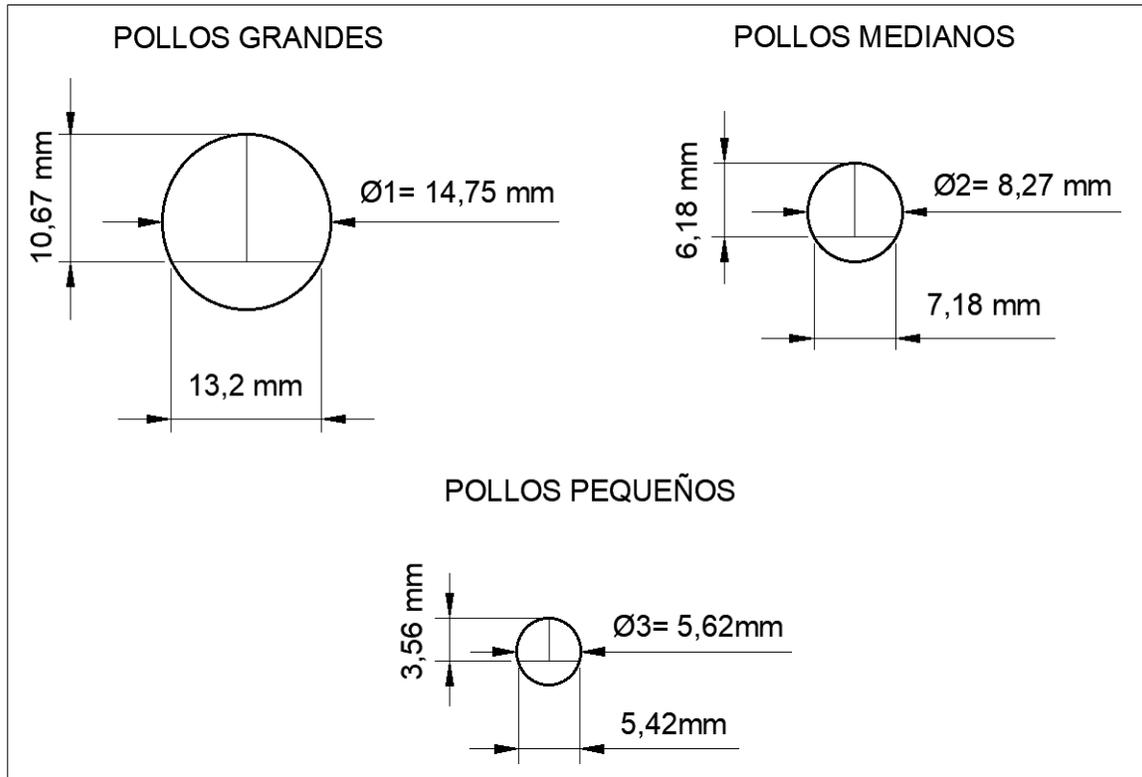


Figura 25. Diámetros de la placa de orificios. Fuente: Propia.

**6.3.1.3 Propuesta del mecanismo para subir y bajar la cuchilla.** Como se tiene entendido, para que el corte sea eficaz, el mecanismo a proponer debe permitir que la cuchilla baje de manera abrupta sobre el pico. Con una velocidad estimada de dos a tres metros por segundo aproximadamente. Además, el mecanismo debe ser accionado con un motor eléctrico, para una mayor comodidad del operario.

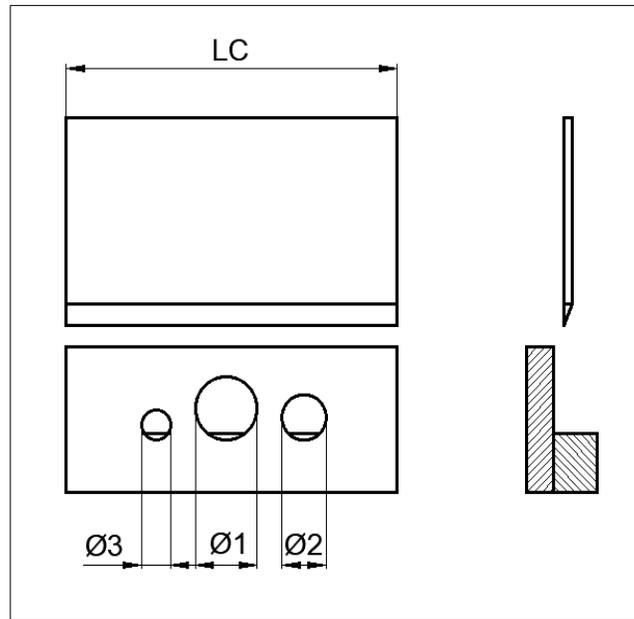


Figura 26. Diámetros en la placa de orificios, y longitud de la cuchilla LC. Fuente: Propia

En síntesis, se debe contar con un mecanismo para transformar movimiento circular del motor, a movimiento lineal para subir la cuchilla y luego dejarla caer. Por lo tanto, se propone el mecanismo leva de Arquímedes – palpador, que se muestra en la figura 27, el mismo que se ajusta de manera exacta a lo que se requiere.

**6.3.1.4 Diseño y piezas de la guillotina.** Debido a la selección de componentes, disponibilidad de materiales, mecanizado de las piezas y facilidad para el mantenimiento; se propone el diseño para la guillotina como se muestra en la figura 28. Esta emplea dos ejes verticales redondos, por los que se deslizan dos rodamientos lineales. Delante y atrás de estos rodamientos, se empernan dos placas de acero, las mismas que toman del nombre de placa delantera y placa trasera respectivamente.

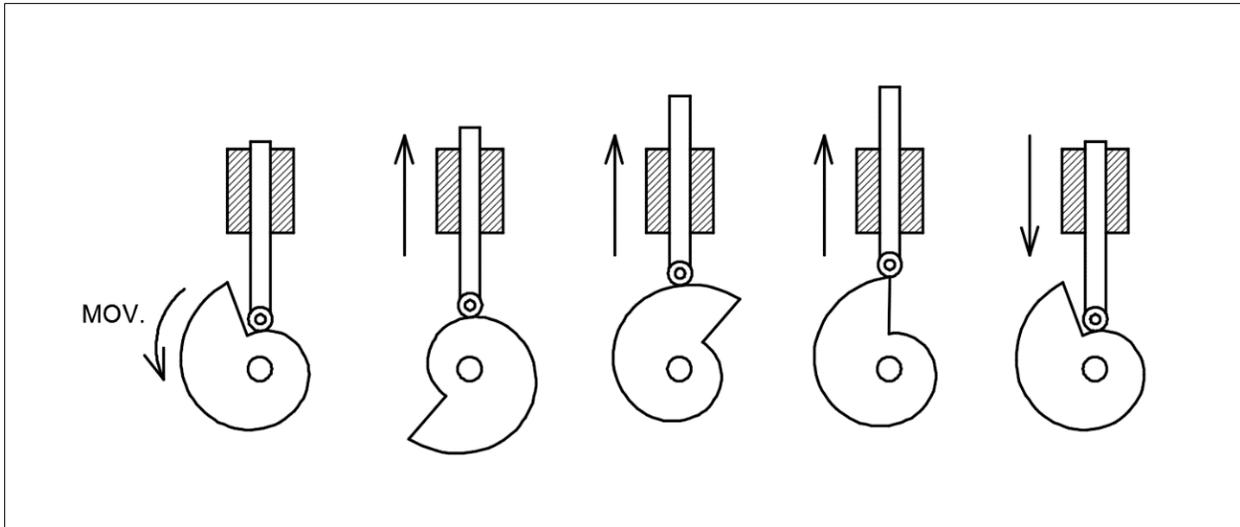
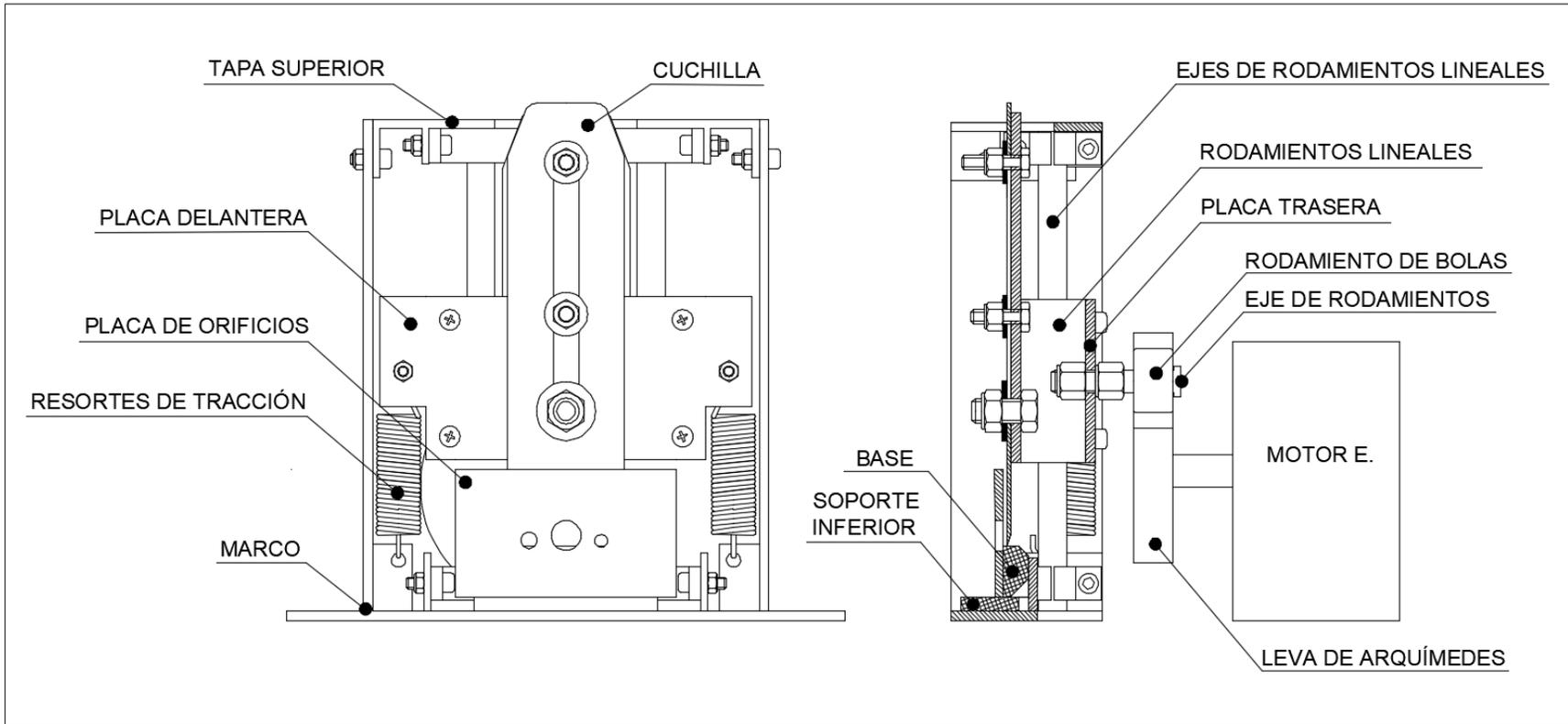


Figura 27. Mecanismo leva de Arquímedes – palpador. Fuente: Propia. Nota: La leva gira y el palpador con rodillo o rodamiento sube. Este mecanismo se lo conoce y encuentra con mayor facilidad en el internet, por su nombre en inglés *Snail Cam Mechanism*.

Sobre la placa delantera, se monta la cuchilla para cepillo de madera #5 con tres pernos. En la trasera, se emperna el eje de rodamientos de bolas con dos tuercas, y en este se ubican a su vez, el o los rodamientos de bolas que entran en contacto con la leva de Arquímedes.

En la placa delantera también se enroscan dos pernos para sujetar a los resortes de tracción. A su vez, estos se sujetan en la parte de abajo por dos ojales en un marco de acero. Sobre este marco se montan también los extremos inferiores de los ejes de rodamientos lineales, así también como la placa de orificios y la base.

En la parte superior del marco se asegura una tapa con dos pernos, en donde se sujetan también los extremos superiores de los dos ejes. En el eje del motor se monta la leva, la cual gira y sube todo el conjunto.



**Figura 28**

*Diseño y piezas de la guillotina*

*Nota:* Los planos mecánicos se exponen en el anexo 29. Fuente: Propia

Esto estira los resortes de tracción y acumula energía potencial y potencial elástica, para luego bajar súbitamente.

Si bien es cierto que gran parte de la energía de caída del conjunto se disipa al cortar el pico, se coloca de todas formas bajo la base, el soporte inferior, que es un pedazo de fibra de calzado para amortiguar la caída de la cuchilla.

Nótese que cuando la cuchilla está en la parte inferior, debe quedar un espacio entre el rodamiento de bolas y la leva de Arquímedes, esto para que solo la cuchilla soporte la fuerza de impacto y no la leva ni el eje del motor.

## **6.4. Cálculos de las piezas y componentes**

### **6.4.1. Análisis de fuerzas en el mecanismo y cálculo de la constante $K$ de los resortes**

Del anexo 4, se conoce que la fuerza necesaria para cortar el pico de un pollo adulto no es mayor a 25 lb fuerza. Esta fuerza es la que la cuchilla debe ejercer en el punto 2 de la figura 29, que es donde se encuentra la base y la placa de orificios. En el punto 1 de la figura 29, los resortes están estirados una distancia  $d$ , la misma que por diseño y espacio, se plantea que sea de 4 cm.

Lo que se desea calcular, es la fuerza que deben ejercer hacia abajo los dos resortes de tracción al estirarse cuatro centímetros, para que, al descender provoquen una fuerza en el punto 2 de 25 lb fuerza. Debido a que solo se conoce por el momento el peso de la cuchilla  $W$  (100 gr fuerza o 1N), se calcula la constante de proporcionalidad  $K$  de los resortes solo con este.

Luego, cuando se conozca el peso total del conjunto  $W'$  (suma del peso de los rodamientos lineales, de las placas trasera y delantera, etc.), se deberá recalcular  $K$ , la cual será menor. Sin embargo, la fuerza que ejercerán hacia abajo los resortes en el punto 1, será igual en ambos casos.

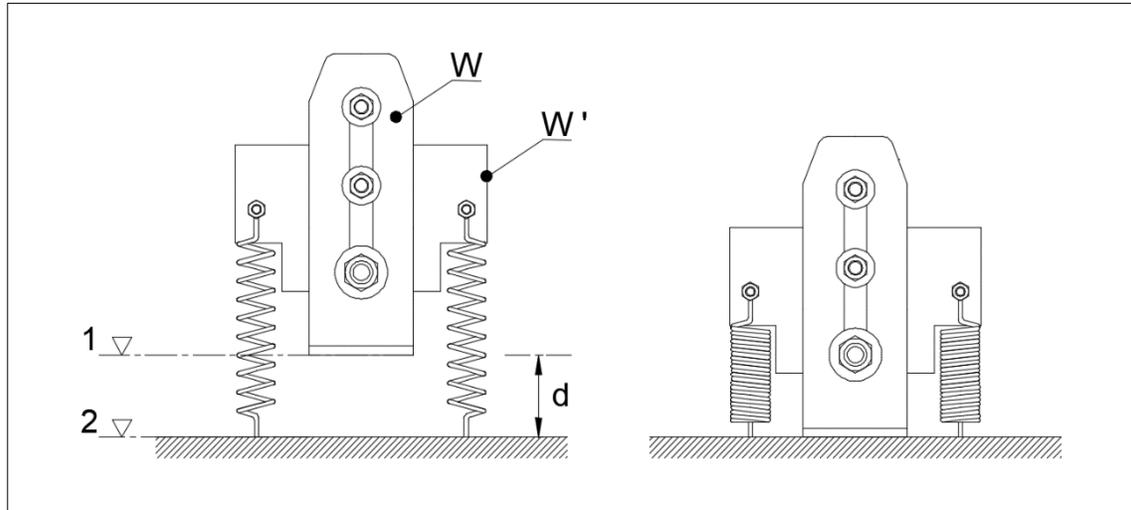


Figura 29.  
Recorrido de la cuchilla. Fuente: Propia.

De la figura 29, y aplicando la conservación de la energía del punto 1 al punto 2 con las ecuaciones 4, 5, 6 y 7, se tiene:

$$E1 = (Ep + Epe) = E2$$

Donde  $E_p$  es la energía potencial de la cuchilla en 1,  $E_{pe}$  es la energía potencial elástica acumulada en los resortes en el mismo punto, y  $E_2$  es la energía cinética de la cuchilla en el punto 2. Considerando también un rendimiento  $\eta$  para los rodamientos lineales, se obtiene:

$$(Ep + Epe) \eta = \left[ (W \cdot d) + \frac{1}{2}(K \cdot d^2) \right] \eta = \frac{1}{2}(m \cdot V2^2)$$

Expresando  $V_2$  en términos de aceleración y distancia:

$$\left[ (W \cdot d) + \frac{1}{2}(K \cdot d^2) \right] \eta = \frac{1}{2}m(\sqrt{2 \cdot a \cdot d})^2$$

$$\left[ (W \cdot d) + \frac{1}{2}(K \cdot d^2) \right] \eta = m \cdot a \cdot d$$

Colocando la aceleración  $a$ , en términos de fuerza y masa, y siendo  $F_2$  la fuerza en el punto 2 se tiene:

$$\left[ (W \cdot d) + \frac{1}{2}(K \cdot d^2) \right] \eta = m \cdot \frac{F_2}{m} \cdot d$$

Despejando  $K$ :

$$K = \frac{2}{d} \left( \frac{F_2}{\eta} - W \right)$$

Reemplazando valores:

$$K = \frac{2}{0.04 \text{ m}} \left( \frac{111.25 \text{ N}}{0.9} - 1 \text{ N} \right)$$

$$K = 6131 \text{ N/m} \quad \text{o} \quad 13.78 \text{ lb fuerza/cm}$$

Entonces la fuerza vertical máxima que se ejercerá sobre la leva es:

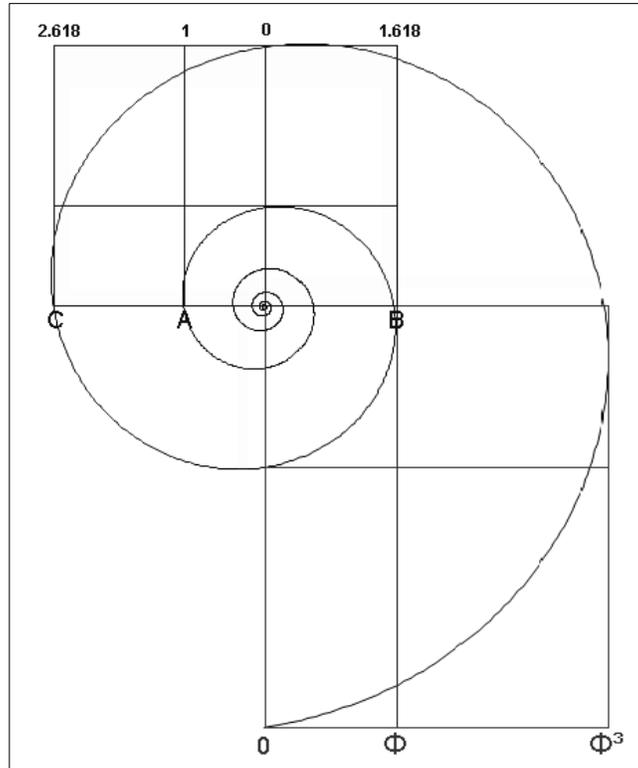
$$F_{\text{máx}} = K \cdot d$$

$$F_{\text{máx}} = 6131 \text{ N/m} \cdot 0.04 \text{ m}$$

$$F_{\text{máx}} = 245.24 \text{ N} \quad \text{o} \quad 55.11 \text{ lb fuerza}$$

#### **6.4.2. Geometría de la leva**

Rothbart (2004), afirma que para que una leva funcione correctamente, la misma debe tener un ángulo de inclinación con respecto a la tangente en su perfil, menor o igual a treinta grados. Considerando esto, y también que la leva debe subir la cuchilla una distancia mínima de cuatro centímetros; se propone la geometría de la figura 30.



*Figura 30.*  
 Espiral de Arquímedes o en forma de caracol  
*Fuente:* (Meisner, 2014).

Analizando la espiral mediante el *software* AutoCAD, se expone que la misma está conformada por nueve radios R diferentes, como se muestra en la figura 31. También se observa, que esta cuenta con un ángulo de inclinación de diez grados con respecto a la tangente, y es uniforme en casi todo su perfil.

En la figura 31 también se observa que se ajustó la medida de subida a cinco centímetros, esto para que quede un espacio de un centímetro entre el rodamiento de bolas y la leva como se mencionó anteriormente. De esta manera, cuando la cuchilla baje, el rodamiento no golpee la leva, haciendo que solo la cuchilla soporte la fuerza de impacto.

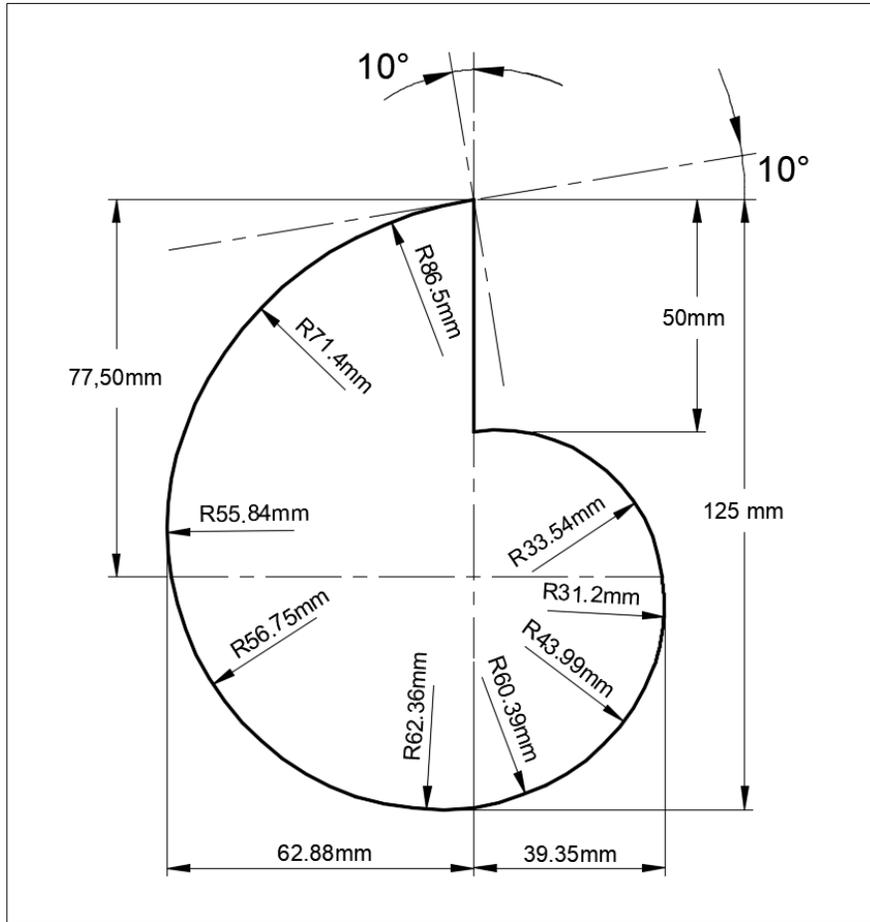


Figura 31.

Espiral de Arquímedes con medidas y ángulo respecto a su tangente

Fuente: Propia.

### 6.4.3. Cálculo de las fuerzas sobre el perfil de la leva

En la figura 32, se muestran las fuerzas que se producen en el perfil de la leva al estar en contacto con el rodamiento de bolas en su punto más alto, y al girar en contra de las manecillas del reloj. Estas son las fuerzas con mayor magnitud en todo el recorrido justo antes de dejar caer la cuchilla. Conociendo ya  $F_{máx}$ , se calculan las otras de acuerdo a:

$$F_x = \tan 10^\circ \cdot F_{máx} = (\tan 10^\circ)(245.24 \text{ N}) = 43.24 \text{ N}$$

$$FR = \sqrt{F_x^2 + F_{máx}^2} = \sqrt{43.24\text{N}^2 + 245.24\text{N}^2} = 249 \text{ N}$$

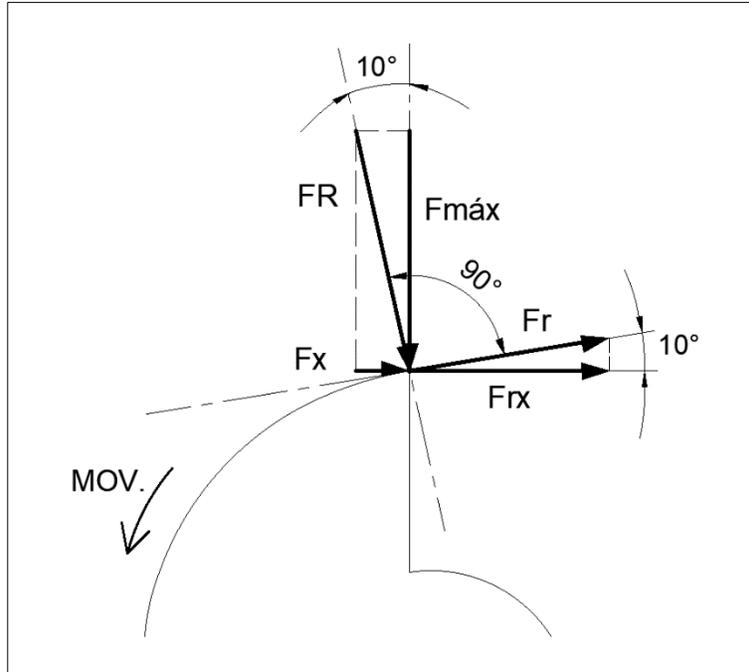


Figura 32.  
Fuerzas sobre el perfil de la leva  
Fuente: Propia.

Con esto se calcula la fuerza de rozamiento  $Fr$ , que es producida por  $FR$ . Aquí se considera el peor de los casos donde el rodamiento falle; es decir, con un coeficiente de rozamiento dinámico  $\mu_k$ , acero-acero, tomado del anexo 21. Aplicando la ecuación 8:

$$Fr = \mu_k \cdot FR = (0.57)(249 \text{ N}) = 142 \text{ N}$$

La razón por la que se considera esto, es porque se mecanizará el perfil de la leva lo más rugoso posible, para que el aro exterior del rodamiento no pueda deslizarse sobre este. Por lo tanto, la fuerza de rozamiento dependería solo del estado del rodamiento. Calculando la fuerza de rozamiento horizontal  $Fr_x$  se tiene:

$$Fr_x = Fr \cdot \cos 10^\circ = (142 \text{ N})(\cos 10^\circ) = 140 \text{ N}$$

Entonces, la fuerza resultante horizontal  $F_{tx}$ , es la suma de  $Fr_x$  y  $F_x$ ; siendo 183.24 N

#### 6.4.4. Cálculo de la potencia mínima del motor eléctrico y selección del mismo

De la figura 33, se aprecia la fuerza  $F_{tx}$  que debe impartir el motor eléctrico a la leva para poder subir la cuchilla hasta su punto más alto. Con esto se calcula el torque  $\tau$ , que debe entregar el motor:

$$\tau = F_{tx} \cdot (77.50 \text{ mm}) = (183.24 \text{ N})(0.0775 \text{ m}) = 14.2 \text{ Nm}$$

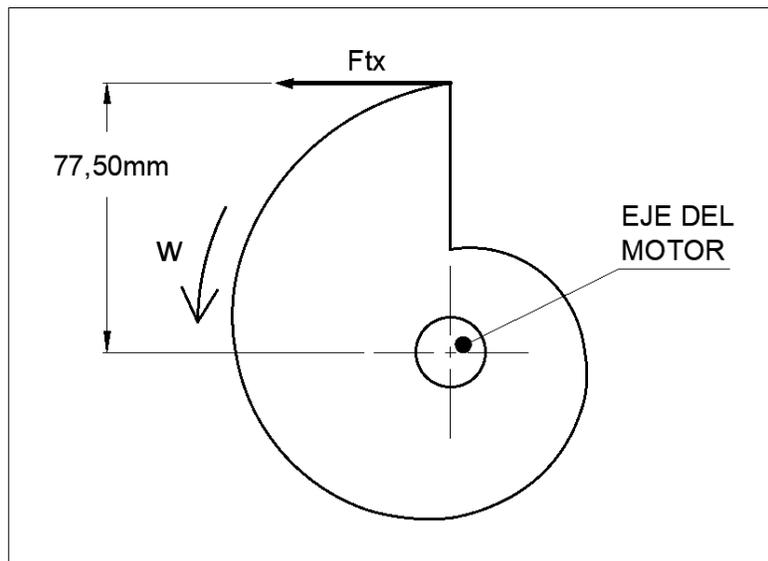


Figura 33.

Fuerza horizontal total  $F_{tx}$  en el punto máximo de la leva

Fuente: Propia.

Por diseño se tiene que el tiempo para que suba la cuchilla y luego caiga para el despique, debe ir entre tres a cuatro segundos. Esto quiere decir que la velocidad angular de la leva  $\omega$  de la figura 33, debe estar entre quince y veinte revoluciones por minuto. Fijando  $\omega = 20$  rpm, se calcula la potencia  $P_o$  que debe entregar el motor con la ecuación 9:

$$P_o = \tau \cdot \omega = 14.2 \text{ Nm} \cdot 20 \text{ rpm} = 14.2 \text{ Nm} \cdot 2.09 \text{ rad/s} = 29.67 \text{ w}$$

Considerando el empleo de un moto-reductor con su rendimiento  $\eta$ , y un factor de servicio  $f_s$  igual a 1.75 del anexo 22 para el motor, y utilizando la ecuación 10, se calcula la potencia corregida:

$$P_{oc} = \frac{P_o}{\eta} \cdot f_s = \frac{29.67 \text{ w}}{0.9} \cdot (1.75) = 65.93 \text{ w}$$

Debido a que no existe un motor comercial de 65.93 w, se selecciona uno de 1/4 Hp o 186 w a 1690 rpm, con un moto-reductor de 1:100, entregando 16.9 rpm de salida. Con un eje de 3/4" y una chaveta cuadrada de 6 por 6 mm (ver anexo 9).

#### **6.4.5. Validación del centro efectivo de la leva**

En la figura 34, se muestra el diámetro efectivo  $dh$  para la leva de Arquímedes, el cual según Rothbart (2004), recomienda que sea el diámetro considerado a partir de 1/8" o 3.2 mm desde el perfil exterior de la misma. También se observa el diámetro del eje del motor  $ds$ .

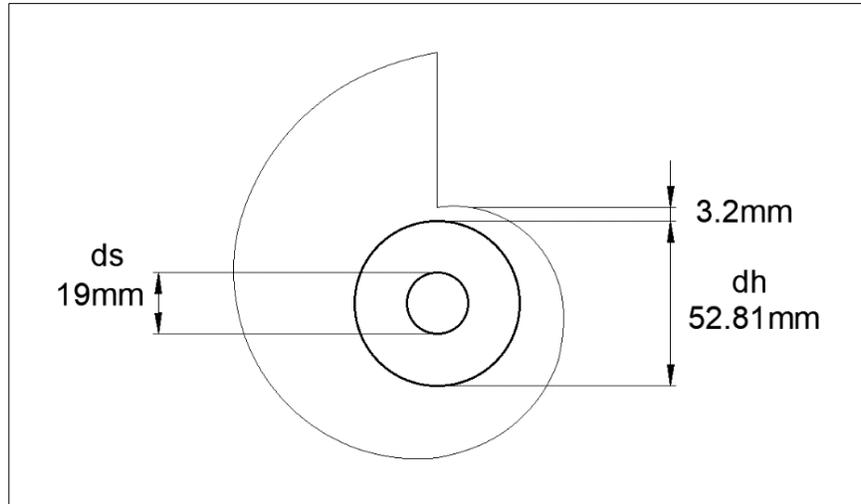
Se propone validar  $dh$  (no se puede calcular porque no se puede cambiar la geometría de la leva), mediante un análisis a la fatiga, considerando el esfuerzo cortante máximo debido a la torsión producida por el eje del motor.

De esta manera y utilizando la ecuación 13 se tiene:

$$\sigma_{ct \text{ máx}} = \frac{16 \cdot \tau \cdot dh}{\pi(dh^4 - ds^4)}$$

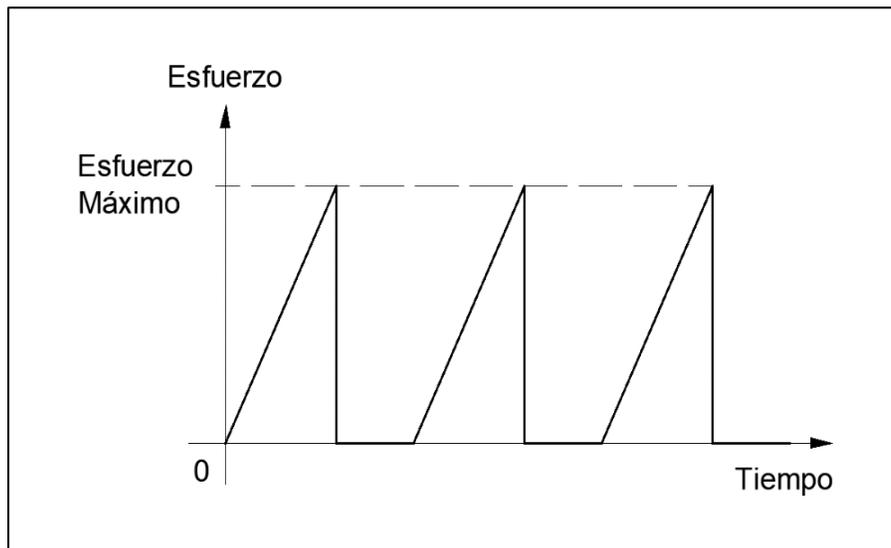
$$\sigma_{ct \text{ máx}} = \frac{(16)(14.2 \text{ Nm})(0.0528 \text{ m})}{\pi[(0.0528 \text{ m})^4 - (0.019 \text{ m})^4]}$$

$$\sigma_{ct \text{ máx}} = 499689.97 \text{ Pa}$$



*Figura 34.*  
 Diámetro efectivo de la leva y del motor,  $d_h$  y  $d_s$  respectivamente  
*Fuente:* Propia.

En la figura 35, se muestra de manera general cómo son los esfuerzos producidos al girar la leva. Los mismos que se repiten cada que sube y baja la cuchilla en casi todas las partes de la guillotina. Calculando el esfuerzo medio y de amplitud con las ecuaciones 16 y 17, se tiene:



*Figura 35*  
 Tipo de esfuerzos producidos por el movimiento de la leva en el tiempo  
*Fuente:* Propia.

$$\sigma_{ct m} = \frac{\sigma_{ct \text{ máx}} + \sigma_{ct \text{ mín}}}{2} = \frac{[499689.97 \text{ Pa} + 0]}{2} = 249844.98 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{ct a} = \frac{\sigma_{ct \text{ máx}} - \sigma_{ct \text{ mín}}}{2} = \frac{[499689.97 \text{ Pa} - 0]}{2} = 249844.98 \text{ Pa}$$

Por otro lado, se plantea hacer la leva de *nylon* o también llamado comercialmente grilón o duralón, ya que es un material liviano, resistente a la humedad, y de fácil mecanizado. Además, Velásquez Salazar (2018), expone algunas de sus propiedades mecánicas, entre ellas su resistencia última al cortante, la cual es de 57.64 MPa. Por lo tanto, se calcula su límite de resistencia a la fatiga con la ecuación 19:

$$Se' = (0.5)(57.64 \text{ MPa}) = 28.82 \text{ MPa}$$

Calculando los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25}$$

$$Kb = (1.51)(dh^{-0.157}) = (1.51)(51.81 \text{ mm}^{-0.157}) = 0.81 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$Kc = 0.59 \quad ; \text{ de la ecuación 23}$$

$$Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.62 \quad ; \text{ del anexo 24}$$

$$Kf = 0.24 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Con esto se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido con la ecuación 20:

$$Se = (0.9)(0.81)(0.59)(1)(0.62)(0.24)(28.82 \text{ Mpa}) = 1.844 \text{ MPa}$$

Considerando el criterio de falla por fatiga de Soderberg, ya que protege contra la fluencia en el material, se reemplazan los valores en la ecuación 25, y conociendo el esfuerzo de fluencia al cortante  $S_{yc}$  del nylon de igual manera por Velásquez Salazar (2018), se tiene:

$$\frac{\sigma_{ct a}}{S_e} + \frac{\sigma_{ct m}}{S_{yc}} = \frac{1}{n_s}$$

$$\frac{249844.98 \text{ Pa}}{1.844 \text{ MPa}} + \frac{249844.98 \text{ Pa}}{37.83 \text{ MPa}} = \frac{1}{n_s}$$

Resolviendo, se tiene que el factor de seguridad  $n_s = 7.042$ ; el cual es mayor a 1, por lo tanto, la leva no fallará por torsión.

#### 6.4.6 Cálculo del espesor de la leva

El cálculo del espesor de la leva se lo realiza mediante la ecuación 14:

$$\sigma_{c \text{ máx}} = 0.564 \left[ \frac{FR \left( \frac{1}{\rho_c} + \frac{1}{\rho_f} \right)}{th \left( \frac{1 - \mu_c^2}{E_c} + \frac{1 - \mu_f^2}{E_f} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

$\sigma_{c \text{ máx}}$  ; Es el esfuerzo de compresión máximo entre la leva y el rodamiento de bolas.

$FR$  ; Es la fuerza entre la leva y el rodamiento en el punto más alto, y es igual a 249 N.

$\rho_c, \rho_f$  ; Son los radios de curvatura de la leva y el rodamiento respectivamente. El radio de curvatura de la leva en su punto más alto es de 86.5 mm, y el del rodamiento se considera el del rodamiento más pequeño disponible, siendo 13 mm.

$th$  ; Es el espesor de la leva y el largo del rodamiento.

$\mu_c, \mu_f$  ; Son los coeficientes de Poisson de la leva y el aro del rodamiento respectivamente.

$E_c, E_f$  ; Son los módulos de elasticidad de la leva y el aro del rodamiento respectivamente.

Rothbart (2004), recomienda usar  $\mu_f = 0.3$  y  $E_f = 190 \text{ GPa}$  para el acero, así como  $E_c = 2.76 \text{ GPa}$  para el *nylon*. Se usa también  $\mu_c = 0.39$  (ver anexo 26). Considerando esto, y expresando  $\sigma_{c \text{ máx}}$  en función de  $th$ , se tiene:

$$\sigma_c \text{ máx} = 0.564 \left[ \frac{249 \text{ N} \left( \frac{1}{0.0865 \text{ m}} + \frac{1}{0.013 \text{ m}} \right)}{th \left( \frac{1 - 0.39^2}{2.76 \text{ GPa}} + \frac{1 - 0.30^2}{190 \text{ GPa}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c \text{ máx} = 0.564 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Representando el esfuerzo medio y de amplitud de  $\sigma_c \text{ máx}$  con las ecuaciones 16 y 17:

$$\sigma_c m = \frac{\sigma_c \text{ máx} + \sigma_c \text{ mín}}{2} = \frac{0.564 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}} + 0}{2} = 0.282 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c a = \frac{\sigma_c \text{ máx} - \sigma_c \text{ mín}}{2} = \frac{0.564 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}} - 0}{2} = 0.282 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Calculando la resistencia a la fatiga del perfil de la leva, considerando según Velásquez Salazar (2018) la resistencia última a la tensión o compresión del *nylon* es de 76.43 MPa; con la ecuación 19 se obtiene:

$$Se' = (0.5)(76.43 \text{ Mpa}) = 38.21 \text{ MPa}$$

Calculando los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25}$$

$$Kb = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$Kc = 0.85 \quad ; \text{ de la ecuación 23}$$

$$Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.87 \quad ; \text{ del anexo 24}$$

$$Kf = 1 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Calculando el límite de resistencia a la fatiga corregido con la ecuación 20:

$$S_e = (0.9)(1)(0.85)(1)(0.87)(1)(38.21\text{MPa}) = 25.43 \text{ MPa}$$

Aplicando Soderberg con la ecuación 25, y sabiendo igualmente por Velásquez (2018) que la resistencia a la fluencia del nylon en compresión  $S_y$ , es igual a 74.71 MPa, se tiene:

$$\frac{\sigma c m}{S_e} + \frac{\sigma c a}{S_y} = \frac{1}{ns}$$

$$\frac{0.282 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}}}{25.43 \text{ MPa}} + \frac{0.282 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}}}{74.71 \text{ MPa}} = \frac{1}{ns}$$

El factor de seguridad  $ns$  se lo calcula con la ecuación 18, siendo los valores A, B y C de del anexo 23; mb, b y mb respectivamente. Los valores D y E: ns y ns de igual manera.

$$ns = (1.3)(1.0) = 1.3$$

Iterando:

$$\frac{0.282 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}}}{25.43 \text{ MPa}} + \frac{0.282 \left[ \frac{7062 \text{ N}^2/\text{m}^3}{th} \right]^{\frac{1}{2}}}{74.71 \text{ MPa}} = \frac{1}{1.3}$$

Se tiene que el espesor de la leva  $th = 0.024 \text{ m} = 24 \text{ mm}$ .

#### 6.4.7. Cálculo del largo de la chaveta

La chaveta de la leva y el eje, figura 36, puede fallar por esfuerzo cortante debido a la fuerza  $F_{ch}$ . Con un torque máximo entregado por el motor de 14.2 Nm, se calcula:

$$F_{ch} = \frac{\tau}{0.068 \text{ m}} = \frac{14.2 \text{ Nm}}{0.068 \text{ m}} = 209 \text{ N}$$

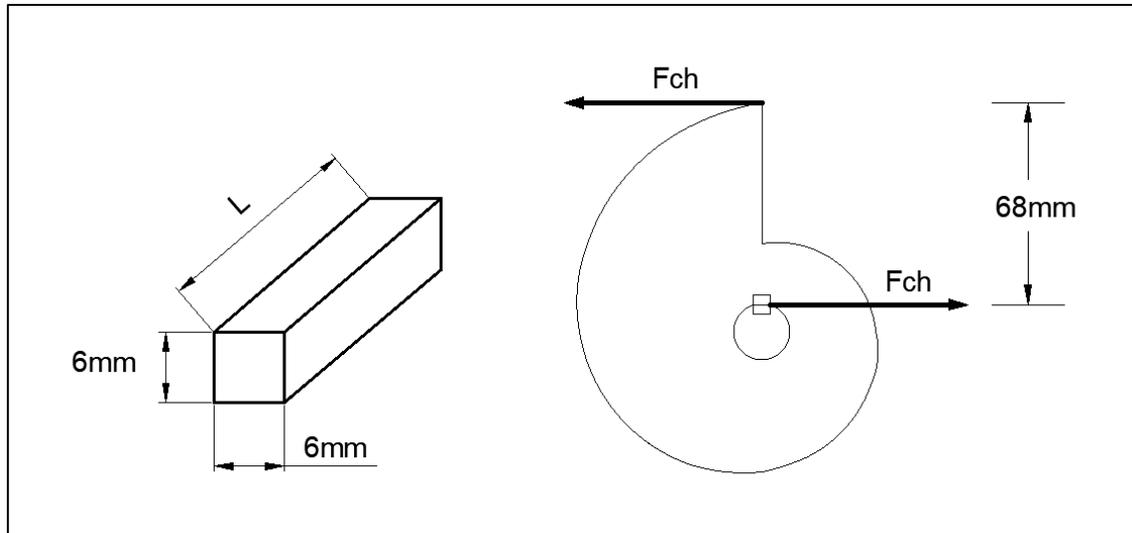


Figura 36.  
Dimensiones de la chaveta, y fuerza cortante Fch en la misma  
Fuente: Propia.

Aplicando la ecuación 11, se expresa el esfuerzo cortante máximo en la chaveta  $\sigma_{cm\acute{a}x}$ , en función de su longitud L:

$$\sigma_{cm\acute{a}x} = \frac{Fch}{(0.006 \text{ m}) \cdot L} = \frac{209 \text{ N}}{(0.006 \text{ m}) \cdot L} = \frac{34833}{L} \text{ N/m}$$

Mediante las ecuaciones 16 y 17, se expresan de igual manera los esfuerzos cortantes medio y de amplitud en función de la longitud:

$$\sigma_{cm} = \frac{\sigma_{cm\acute{a}x} + \sigma_{cm\grave{a}n}}{2} = \frac{\left(\frac{34833}{L} \text{ N/m}\right) - 0}{2} = \frac{17417}{L} \text{ N/m}$$

$$\sigma_{ca} = \frac{\sigma_{cm\acute{a}x} - \sigma_{cm\grave{a}n}}{2} = \frac{\left(\frac{34833}{L} \text{ N/m}\right) - 0}{2} = \frac{17417}{L} \text{ N/m}$$

De la sección anterior *Validación del centro efectivo de la leva*, se tiene que:

$$Se' = 28.82 \text{ Mpa}$$

Calculando los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25}$$

$$Kb = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$Kc = 0.59 \quad ; \text{ de la ecuación 23}$$

$$Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.62 \quad ; \text{ del anexo 24}$$

$$Kf = 0.24 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Con esto se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido con la ecuación 19:

$$Se = (0.9)(1)(0.59)(1)(0.62)(0.24)(28.82 \text{ Mpa}) = 2.27 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad  $ns$  se lo calcula con la fórmula 18, siendo los valores A, B y C del anexo 23; b, b y r respectivamente. Los valores D y E:  $m_s$  y  $m_s$  de igual manera.

$$ns = (1.95)(1.6) = 3.12$$

Aplicando Soderberg con la ecuación 25:

$$\frac{\sigma_c a}{Se} + \frac{\sigma_c m}{Syc} = \frac{1}{ns}$$
$$\frac{\left(\frac{17417}{L}\right) \text{ N/m}}{1.844 \text{ MPa}} + \frac{\left(\frac{17417}{L}\right) \text{ N/m}}{37.83 \text{ MPa}} = \frac{1}{3.12}$$

Se obtiene  $L = 25.37 \text{ mm} \approx 26 \text{ mm}$ .

#### **6.4.8. Cálculo del diámetro del eje de rodamientos**

Se propone hacer el eje de rodamientos como se muestra en la figura 37, de acero inoxidable AISI 304. Considerando del anexo 6 sus propiedades mecánicas, siendo su resistencia última a la tensión de 568 MPa, se calcula su límite de resistencia a la fatiga con la ecuación 19:

$$Se' = (0.5)(568 \text{ Mpa}) = 284 \text{ MPa}$$

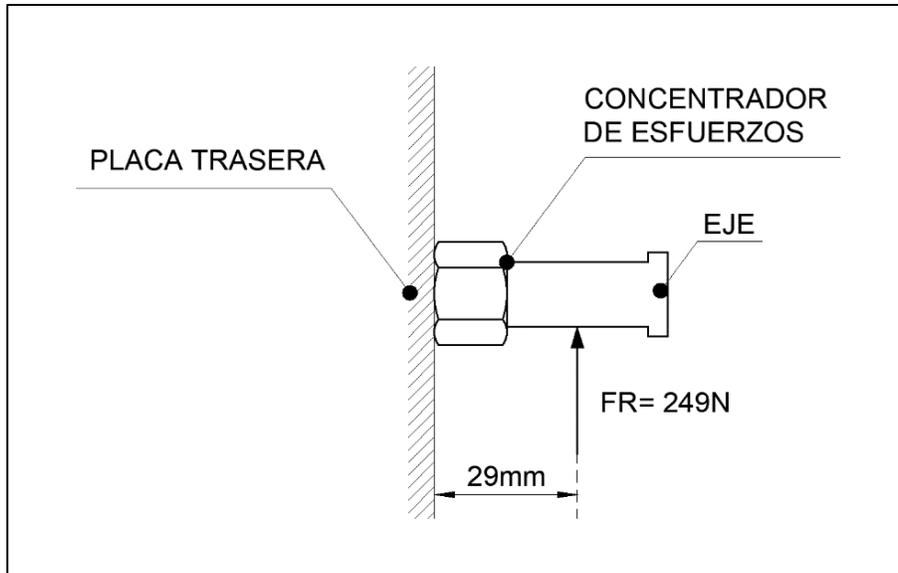


Figura 37.

Eje de rodamientos sometido a la fuerza máxima FR. Fuente: Propia.

Nota: La fuerza máxima en el eje se ubica a 29 mm de la placa trasera, debido a que es el punto medio del rodamiento de bolas.

Calculando los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$K_a = 0.79 \quad ; \text{ del anexo 25}$$

De la fórmula 22, para un elemento cargado a flexión no giratoria:

$$d_e = (0.370)(10 \text{ mm}) = 3.7 \text{ mm}$$

$$K_b = (1.51)(3.7 \text{ mm})^{-0.157} = 1.07 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$K_c = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 23}$$

$$K_d = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$K_e = 0.87 \quad ; \text{ del anexo 24}$$

$$K_f = 1 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Con esto se calcula la resistencia a la fatiga corregida con la ecuación 20:

$$S_e = (0.79)(1.07)(1)(1)(0.87)(1)(284 \text{ MPa}) = 208.85 \text{ MPa}$$

Considerando una concentración de esfuerzos como se muestra en la figura 37, se obtiene el factor de concentración de esfuerzos teórico  $K_t = 1.7$  del anexo 11. Tomando en cuenta también la sensibilidad de la muesca  $q = 0.63$  según el anexo 12; se calcula el factor de concentración de esfuerzos con la ecuación 15:

$$K_f = 1 + 0.63(1.7 - 1) = 1.44$$

El momento flector máximo producido en el eje sería entonces:

$$M_{f \text{ máx}} = FR \cdot 0.029 \text{ m} = (249 \text{ N})(0.029 \text{ m}) = 7.22 \text{ Nm}$$

La componente media y de amplitud del momento flector se calculan con las ecuaciones 16 y 17.

$$M_{f \text{ m}} = \frac{M_{f \text{ máx}} + M_{f \text{ mín}}}{2} = \frac{7.22 \text{ Nm} + 0}{2} = 3.61 \text{ Nm}$$

$$M_{f \text{ a}} = \frac{M_{f \text{ máx}} - M_{f \text{ mín}}}{2} = \frac{7.22 \text{ Nm} - 0}{2} = 3.61 \text{ Nm}$$

Aplicando el criterio de Soderberg con la ecuación 26, para el cálculo del diámetro mínimo de ejes, y teniendo en cuenta que solo existe flexión, se tiene:

$$\phi_{\text{mín}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot ns}{\pi} \left( \frac{K_f \cdot M_{f \text{ a}}}{S_e} + \frac{K_f \cdot M_{f \text{ m}}}{S_y} \right)}$$

La resistencia a la tracción  $S_y$  se la obtiene del anexo 6. Por otro lado  $ns$  se lo calcula con la ecuación 18, siendo los valores A, B y C del anexo 23;  $m_b$ ,  $b$  y  $r$  respectivamente. Los valores D y E:  $n_s$  y  $m_s$  de igual manera.

$$ns = (1.6)(1.2) = 1.92$$

$$\phi \text{ mín} = \sqrt[3]{\frac{(32)(1.92)}{\pi} \left( \frac{(1.44)(3.61 \text{ Nm})}{208.85 \text{ MPa}} + \frac{(1.44)(3.61 \text{ Nm})}{276 \text{ MPa}} \right)}$$

$$\phi \text{ mín} = 0.0095 \text{ m} = 9.5 \text{ mm}$$

El diámetro del eje se deja entonces de 10 mm, esto para que coincida con el diámetro comercial de los rodamientos.

#### **6.4.9. Determinación del espesor de la placa trasera**

La figura 38, muestra en la parte izquierda la placa trasera que va montada sobre los rodamientos lineales, a su vez esta se une al eje de rodamientos mediante dos tuercas con rosca en el mismo. Debido a esta configuración, se puede considerar la placa y el eje como una sola pieza para una simulación, como se muestra en la parte derecha.

Se propone realizar esta placa de acero AISI 10-20 (ver anexo 6). Esto con el fin de adquirir una placa con espesor comercial. Calculando la resistencia a la fatiga del material con la ecuación 19, se tiene:

$$Se' = (0.5)(379 \text{ Mpa}) = 189.5 \text{ MPa}$$

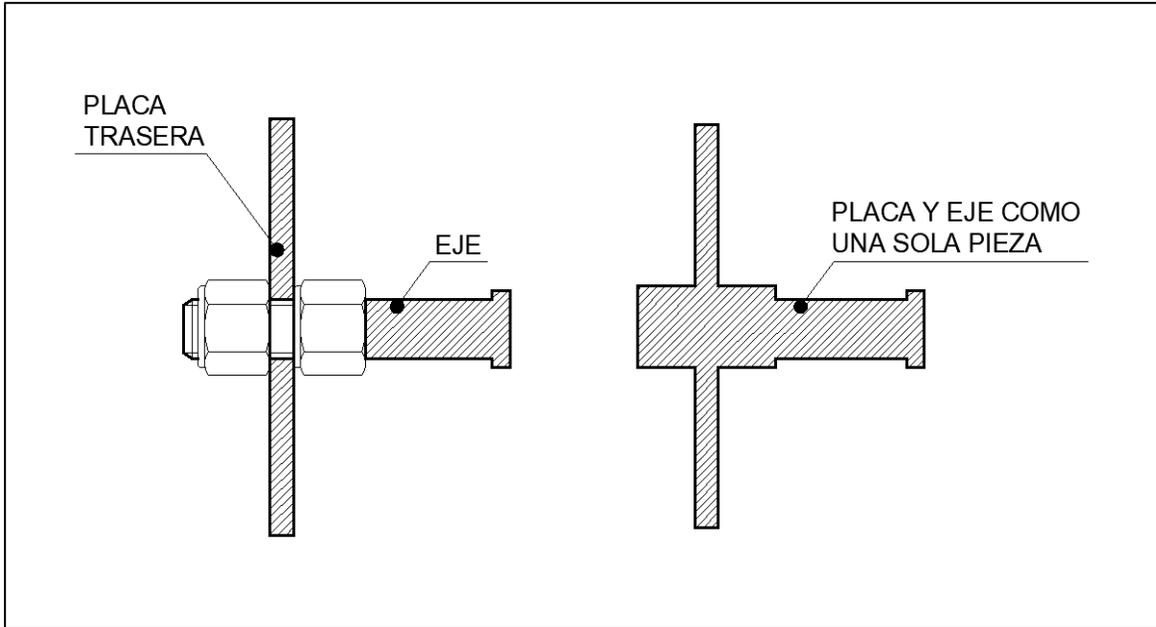
Obteniendo los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de la misma:

$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25}$$

$$Kb = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$Kc = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 23} \quad \quad Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.702 \quad ; \text{ del anexo 24} \quad \quad Kf = 0.9 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$



*Figura 38.*  
Placa trasera y eje de rodamientos (vista en corte)  
*Fuente:* Propia.

Con esto se calcula la resistencia a la fatiga corregida con la ecuación 20:

$$S_e = (0.9)(1)(1)(1)(0.702)(0.9)(189.5 \text{ MPa}) = 107.75 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta un  $ns$ , que se lo calcula con la ecuación 18, siendo los valores A, B y C del anexo 23;  $m_b$ ,  $b$  y  $r$  respectivamente. Los valores D y E:  $n_s$  y  $m_s$  de igual manera.

$$ns = (1.6)(1.2) = 1.92$$

Finalmente, y considerando la fuerza fluctuante máxima que se aplica sobre el eje en la figura 37, se realiza una simulación de esta pieza en el programa ANSYS 2020 R2 ACADEMIC, para poder conocer cuánto se “dobla” la placa trasera. Con los extremos izquierdo y derecho de la misma con restricción de movimiento, se observan los resultados de la simulación con una placa de 4 mm de espesor, 100 mm de largo y 70 mm de ancho en las figuras 39, 40 y 41.

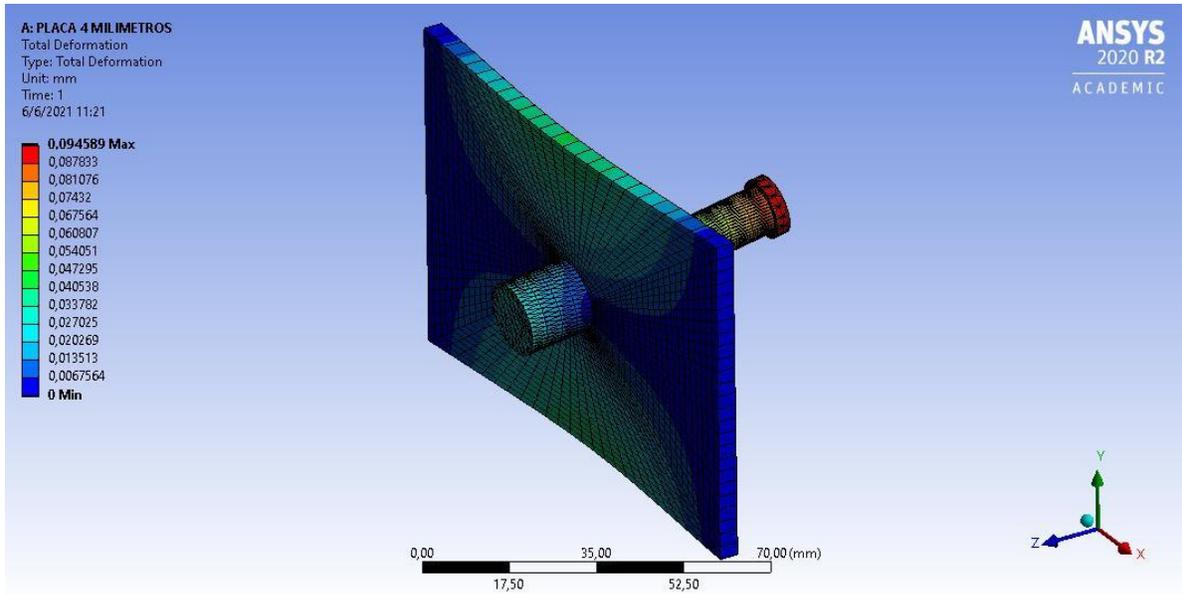


Figura 39.

Simulación dinámica de la placa trasera en ANSYS 2020 R2 ACADEMIC. Fuente: Propia.

Nota: Las deformaciones se exageran para una mejor comprensión.

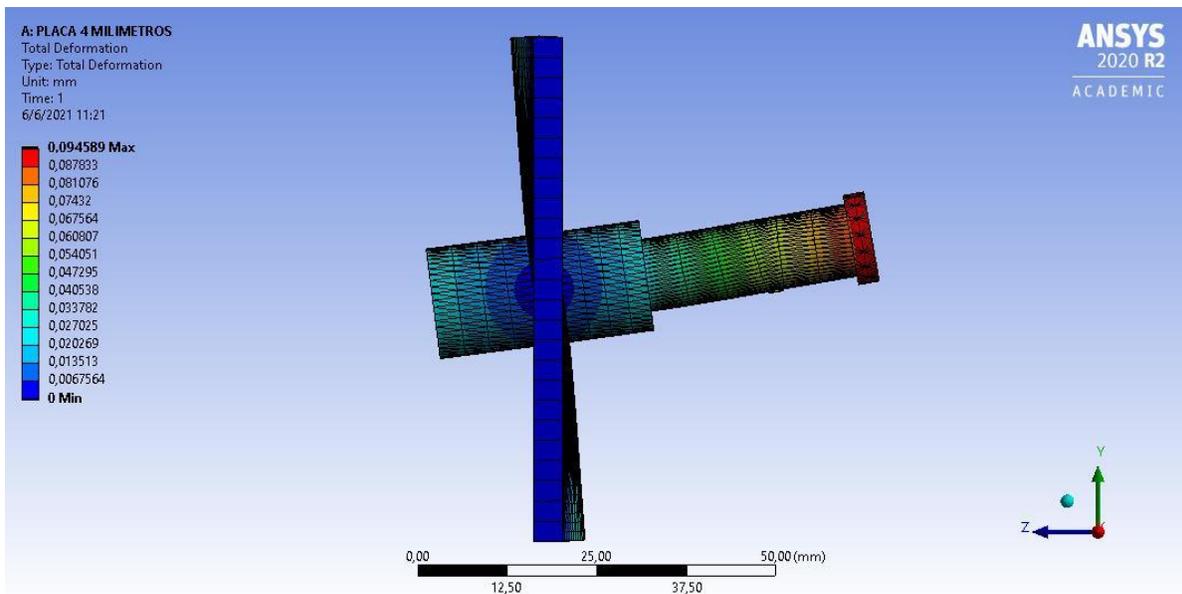
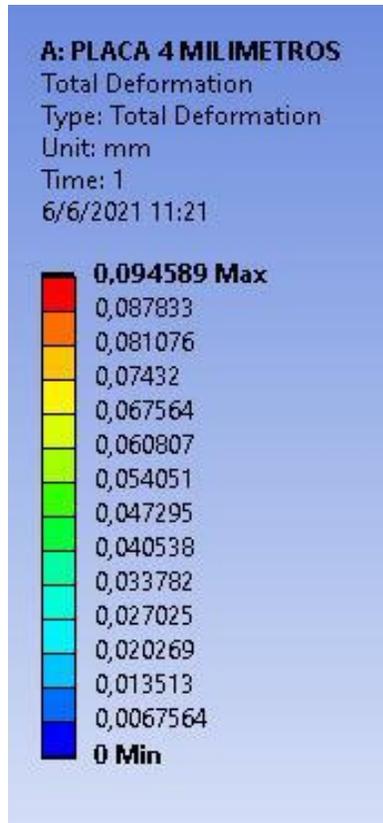


Figura 40.

Simulación dinámica de la placa trasera en ANSYS 2020 R2 ACADEMIC (vista lateral)

Fuente: Propia. Nota: Las deformaciones se exageran para una mejor comprensión.

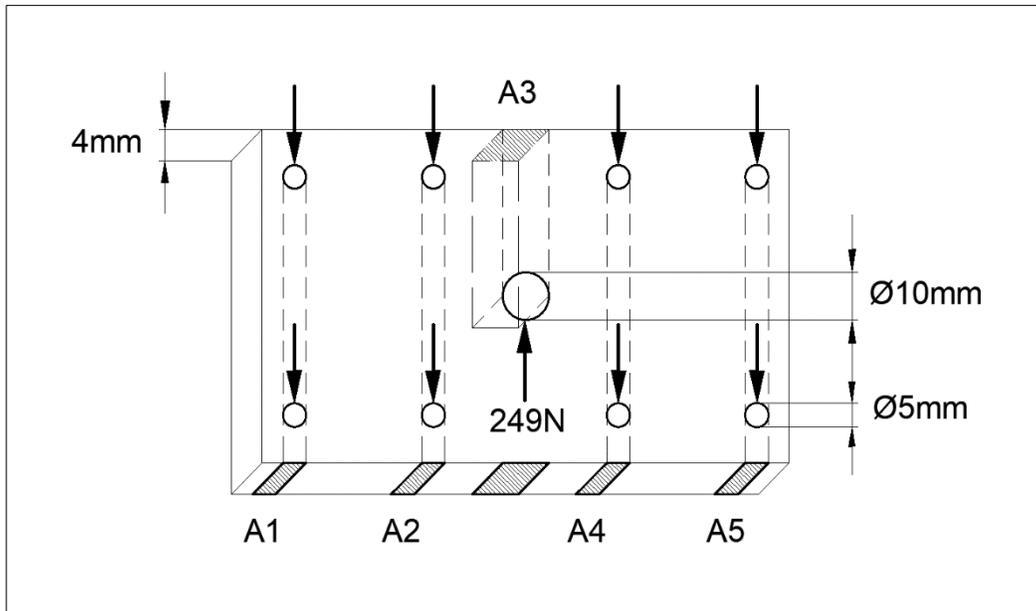


*Figura 41.*  
 Ampliación de los resultados de las figuras 39 y 40.  
 Fuente: Propia.

De los resultados se evidencia que con una placa comercial de 4 mm de espesor de acero AISI 10-20 (ver anexo 10), la placa trasera se “dobla”, solo 0.04 mm (nótese la zona verde en la misma), por lo tanto, la placa no fallará al deformarse esta ínfima longitud.

#### **6.4.10. Validación de la placa trasera, sus pernos y el eje de rodamientos**

**6.4.10.1 Esfuerzo de aplastamiento en la placa trasera.** Debido a que cada rodamiento lineal cuenta con cuatro orificios roscados (M5 UNF), se tiene que la placa trasera debe tener ocho orificios (sin rosca) para poder pasar los pernos. En la figura 42, se observan las fuerzas de cada uno de los orificios en la misma, y sus áreas de proyección del esfuerzo por aplastamiento.



*Figura 42.*  
 Áreas de proyección de los esfuerzos por aplastamiento en la placa trasera  
*Fuente: Propia.*

Budynas y Nisbett (2012) expresan que, para toda unión no permanente como pernos y tuercas, es conveniente para el diseño de la misma, su cálculo y validación por esfuerzo cortante y de aplastamiento. Con esto se procede a validar el espesor de la placa por esfuerzo de aplastamiento. Teniendo el límite de resistencia a la fatiga del material de la placa de la sección anterior:

$$Se' = (0.5)(379 \text{ Mpa}) = 189.5 \text{ MPa}$$

Obteniendo los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de la placa:

$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25}$$

$$Kb = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$Kc = 0.59 \quad ; \text{ de la ecuación 23}$$

$$Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.814 \quad ; \text{ del anexo 24}$$

$$Kf = 0.24 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Con esto se calcula la resistencia a la fatiga corregida con la ecuación 20:

$$Se = (0.9)(1)(0.59)(1)(0.814)(0.24)(189.5 \text{ MPa}) = 19.65 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de aplastamiento máximo es de la fuerza de 249 N, dividida para la suma de las nueve áreas de proyección de los agujeros en la figura 42. Utilizando la ecuación 12, se tiene:

$$\sigma_{\text{apla máx}} = \frac{FR}{2A1 + 2A2 + A3 + 2A4 + 2A5} = \frac{249 \text{ N}}{4(2(2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2)) + (4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2)}$$

$$\sigma_{\text{apla máx}} = \frac{249 \text{ N}}{20 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 1.245 \text{ MPa}$$

Calculando los esfuerzos medio y de amplitud de  $\sigma_{\text{apla máx}}$  con las ecuaciones 16 y 17:

$$\sigma_{\text{apla m}} = \frac{\sigma_{\text{apla máx}} + \sigma_{\text{apla mín}}}{2} = \frac{1.245 \text{ MPa} + 0}{2} = 0.623 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{apla a}} = \frac{\sigma_{\text{apla máx}} - \sigma_{\text{apla mín}}}{2} = \frac{1.245 \text{ MPa} - 0}{2} = 0.623 \text{ Mpa}$$

Empleando la teoría de falla por fatiga de Soderberg con la ecuación 25, obteniendo  $S_y$  para el acero 10-20 del anexo 6, se obtiene el factor de seguridad de la placa por esfuerzo de aplastamiento:

$$\frac{\sigma_{\text{apla a}}}{Se} + \frac{\sigma_{\text{apla m}}}{S_y} = \frac{1}{ns}$$

$$\frac{0.623 \text{ MPa}}{19.65 \text{ Mpa}} + \frac{0.623 \text{ Mpa}}{207 \text{ Mpa}} = \frac{1}{ns}$$

$$ns = 22.84$$

Teniendo que  $ns$  es mucho mayor que uno, la placa no fallará por esfuerzo de aplastamiento.

**6.4.10.2 Esfuerzo cortante en el eje de rodamientos.** Ahora se valida el diámetro del eje de rodamientos por esfuerzo cortante. Sabiendo ya el material del eje (acero AISI-304) y su resistencia última al cortante de 334 MPa del anexo 6, se calcula su límite de resistencia a la fatiga con la ecuación 19:

$$Se' = (0.5) (334 \text{ MPa}) = 167 \text{ MPa}$$

$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25} \qquad Kb = 1.04 \quad ; \text{ de las ecuaciones 22 y 21}$$

$$Kc = 0.59 \quad ; \text{ de la ecuación 23} \qquad Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.814 \quad ; \text{ del anexo 24} \qquad Kf = 0.24 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Y la resistencia a la fatiga corregida con la ecuación 20, se tiene:

$$Se = (0.9)(1.04)(0.59)(1)(0.814)(0.24)(167 \text{ MPa}) = 17.32 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante máximo producido en el eje, es el que produce de igual manera la fuerza FR de 249 N de la figura 37. Y se lo calcula con la ecuación 11, siendo At, el área transversal al eje sin la rosca.

$$\sigma_c \text{ máx} = \frac{FR}{At} = \frac{249 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.0085 \text{ m})^2} = 4.38 \text{ MPa}$$

Calculando los esfuerzos medio y de amplitud con las ecuaciones 16 y 17, se tiene:

$$\sigma_c m = \frac{\sigma_c \text{ máx} + \sigma_c \text{ mín}}{2} = \frac{4.38 \text{ MPa} + 0}{2} = 2.19 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_c a = \frac{\sigma_c \text{ máx} - \sigma_c \text{ mín}}{2} = \frac{4.38 \text{ MPa} + 0}{2} = 2.19 \text{ Mpa}$$

Aplicando de nuevo la ecuación 25 y la resistencia a la fluencia en cortante del material  $Syc$  del anexo 6:

$$\frac{\sigma_c a}{S_e} + \frac{\sigma_c m}{S_{yc}} = \frac{1}{n_s}$$

$$\frac{2.19 \text{ MPa}}{17.32 \text{ Mpa}} + \frac{2.19 \text{ Mpa}}{150 \text{ Mpa}} = \frac{1}{n_s}$$

$$n_s = 7.09$$

Siendo  $n_s$  mayor que uno, el eje no fallaría por esfuerzo cortante.

**6.4.10.3 Esfuerzo cortante en los pernos de la placa trasera.** Se validan los pernos M5 al igual que el eje de rodamientos, por esfuerzo cortante. Procediendo de igual manera con los ocho pernos y sabiendo que son de acero AISI 304, la fuerza en cada uno es igual a:

$$F \text{ en cada perno M5} = \frac{FR}{8} = \frac{249 \text{ N}}{8} = 31.13 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante máximo producido en cada perno, se lo calcula con la ecuación 11, siendo  $A_{tp}$ , el área transversal sin la rosca en cada perno M5.

$$\sigma_{cM5 \text{ máx}} = \frac{F \text{ en cada perno M5}}{A_{tp}} = \frac{31.13 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.0045 \text{ m})^2} = 1.95 \text{ MPa}$$

Calculando los esfuerzos medio y de amplitud con las ecuaciones 16 y 17, se tiene:

$$\sigma_{cM5 m} = \frac{\sigma_{cM5 \text{ máx}} + \sigma_{cM5 \text{ mín}}}{2} = \frac{1.95 \text{ MPa} + 0}{2} = 0.975 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{cM5 a} = \frac{\sigma_{cM5 \text{ máx}} - \sigma_{cM5 \text{ mín}}}{2} = \frac{1.95 \text{ MPa} + 0}{2} = 0.975 \text{ Mpa}$$

Como  $S_e$  y  $S_{yc}$  son los mismos que los del eje, se calcula  $n_s$  de igual manera con la ecuación 25:

$$\frac{\sigma_{cM5 a}}{S_e} + \frac{\sigma_{cM5 m}}{S_{yc}} = \frac{1}{n_s}$$

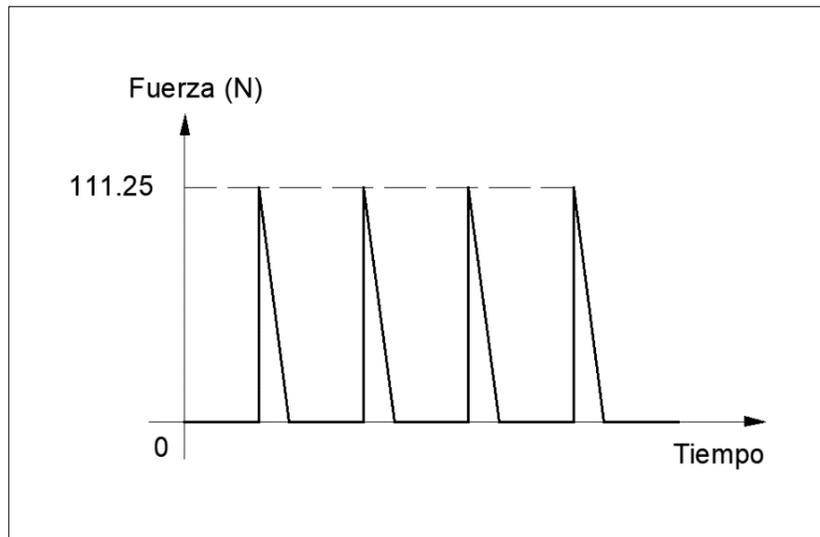
$$\frac{0.975 \text{ MPa}}{17.32 \text{ Mpa}} + \frac{0.975 \text{ Mpa}}{150 \text{ Mpa}} = \frac{1}{ns}$$

$$ns = 15.94$$

Siendo  $ns$  mucho mayor que uno, se tiene que cada perno tampoco fallará por esfuerzo cortante.

#### 6.4.11. Validación del espesor de la placa delantera

Los rodamientos lineales también cuentan con cuatro orificios roscados M5 UNF en la parte delantera cada uno. Por lo tanto, se utilizan los mismos pernos hechos con acero AISI 304 en esta placa, así como se lo hizo en la placa trasera. En figura 43, se muestra cómo es la fuerza que soporta la cuchilla y la placa delantera al momento de caer, la misma expresada en el tiempo.



*Figura 43.*

Fuerzas en la cuchilla y placa delantera

*Fuente: Propia.*

Se tiene de la sección *Esfuerzo de aplastamiento en la placa trasera*, que se debe calcular de igual manera el espesor de la placa delantera por su esfuerzo de aplastamiento. Este se produce

por los pernos M5 y el perno M11 UNC 1", que une a la cuchilla y la placa, como se muestra en la figura 44. Los otros dos pernos superiores se los coloca solo para mantener a la cuchilla de manera vertical.

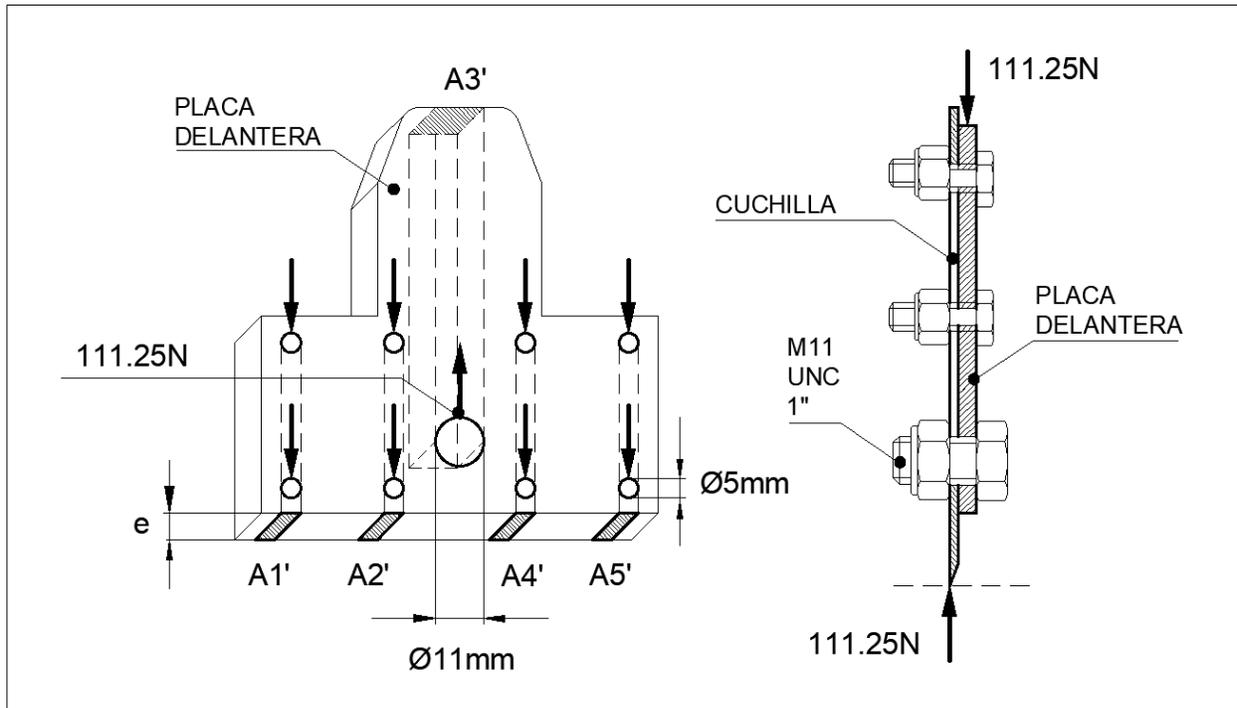


Figura 44.

Placa delantera con sus fuerzas y áreas proyectadas de los esfuerzos por aplastamiento.

Fuente: Propia.

Teniendo el límite de resistencia a la fatiga de la placa trasera:

$$Se' = (0.5)(379 \text{ Mpa}) = 189.5 \text{ MPa}$$

Obteniendo los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de la placa:

$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25}$$

$$Kb = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$Kc = 0.59 \quad ; \text{ de la ecuación 23}$$

$$Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.814 \quad ; \text{ del anexo 24}$$

$$Kf = 0.24 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Con esto se calcula la resistencia a la fatiga corregida con la ecuación 20:

$$S_e = (0.9)(1)(0.59)(1)(0.814)(0.24)(189.5 \text{ MPa}) = 19.65 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de aplastamiento máximo es la fuerza de 111.25 N, dividida para la suma de las nueve áreas de proyección de los agujeros en la figura 44, utilizando la ecuación 12, se tiene:

$$\sigma_{\text{apla máx}} = \frac{111.25 \text{ N}}{2A1' + 2A2' + A3' + 2A4' + 2A5'}$$

$$\sigma_{\text{apla máx}} = \frac{111.25 \text{ N}}{4(2(e(0.005 \text{ m})) + ((e)(0.011 \text{ m})))}$$

$$\sigma_{\text{apla máx}} = \frac{2181.37 \text{ Nm}^{-1}}{e}$$

Los esfuerzos medio y de amplitud de  $\sigma_{\text{apla}}$  con las ecuaciones 16 y 17:

$$\sigma_{\text{apla } m} = \frac{\sigma_{\text{apla máx}} + \sigma_{\text{apla mín}}}{2} = \frac{\left(\frac{2181.37 \text{ Nm}^{-1}}{e}\right) + 0}{2} = \frac{1090.68 \text{ Nm}^{-1}}{e}$$

$$\sigma_{\text{apla } a} = \frac{\sigma_{\text{apla máx}} - \sigma_{\text{apla mín}}}{2} = \frac{\left(\frac{2181.37 \text{ Nm}^{-1}}{e}\right) - 0}{2} = \frac{1090.68 \text{ Nm}^{-1}}{e}$$

Empleando la teoría de falla por fatiga de Soderberg con la ecuación 25:

$$\frac{\sigma_{\text{apla } a}}{S_e} + \frac{\sigma_{\text{apla } m}}{S_y} = \frac{1}{ns}$$

$$\frac{\left(\frac{1090.68 \text{ Nm}^{-1}}{e}\right)}{19.65 \text{ MPa}} + \frac{\left(\frac{1090.68 \text{ Nm}^{-1}}{e}\right)}{207 \text{ Mpa}} = \frac{1}{ns}$$

Y teniendo el espesor mínimo de la plancha comercial de este material de 2 mm (ver anexo 10):

$$\frac{\left(\frac{1090.68 \text{ Nm}^{-1}}{0.002 \text{ m}}\right)}{19.65 \text{ MPa}} + \frac{\left(\frac{1090.68 \text{ Nm}^{-1}}{0.002 \text{ m}}\right)}{207 \text{ Mpa}} = \frac{1}{ns}$$

Se tiene que  $ns = 33$ , y es mucho mayor a uno, por lo tanto, la placa delantera no fallará por esfuerzo de aplastamiento.

**6.4.11.1 Perno que sostiene a la cuchilla y la placa delantera.** Como se mencionó antes, el perno que sostiene a la placa delantera y la cuchilla en la figura 44, tiene 11 mm de diámetro (sin su rosca no menor a 10 mm). Por lo tanto y en comparación con el eje de rodamientos (diámetro 10 mm), el cual soporta una fuerza máxima de 249 N, y no falla por fatiga al cortante; se puede afirmar que el perno M11 tampoco fallará por fatiga, al estar sometido a una fuerza menor de 111.25 N.

#### **6.4.12. Validación de la cuchilla**

La cuchilla según se muestra en la figura 45, está sujeta a esfuerzo de aplastamiento, debido a la fuerza de caída de 111.25 N. Del anexo 7 se tienen las propiedades del acero de la cuchilla, el cual es el AISI-1095. Por lo tanto, su límite de resistencia a la fatiga con la ecuación 19, es:

$$Se' = (0.5)(1013.5 \text{ Mpa}) = 506.75 \text{ MPa}$$

Obteniendo los factores que modifican el mismo:

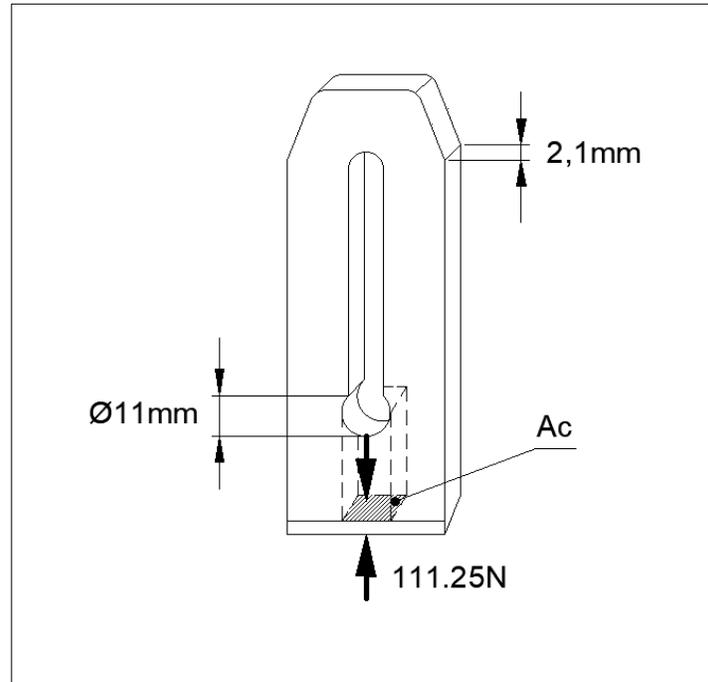
$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25} \qquad Kb = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$Kc = 0.59 \quad ; \text{ de la ecuación 23} \qquad Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.814 \quad ; \text{ del anexo 24} \qquad Kf = 0.24 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Con esto se calcula la resistencia a la fatiga corregida con la ecuación 20:

$$Se = (0.9)(1)(0.59)(1)(0.814)(0.24)(506.75 \text{ MPa}) = 52.56 \text{ MPa}$$



*Figura 45.*  
Fuerza de caída en la cuchilla y proyección del área de su esfuerzo de aplastamiento. *Fuente:* Propia.

El esfuerzo de aplastamiento máximo es la fuerza de 111.25 N, dividida para el área Ac de la figura 45. Utilizando la fórmula 12, se tiene:

$$\sigma_{\text{apla máx}} = \frac{111.25 \text{ N}}{A_c} = \frac{111.25 \text{ N}}{(0.011 \text{ m})(0.0021 \text{ m})} = 4.82 \text{ MPa}$$

Se calculan los esfuerzos medio y de amplitud de  $\sigma_{\text{apla}}$  con las ecuaciones 16 y 17:

$$\sigma_{\text{apla } m} = \frac{\sigma_{\text{apla máx}} + \sigma_{\text{apla mín}}}{2} = \frac{4.82 \text{ MPa} + 0}{2} = 2.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{apla } a} = \frac{\sigma_{\text{apla máx}} - \sigma_{\text{apla mín}}}{2} = \frac{4.82 \text{ MPa} - 0}{2} = 2.4 \text{ MPa}$$

Empleando la teoría de falla por fatiga de Soderberg con la fórmula 25:

$$\frac{\sigma_{apla a}}{S_e} + \frac{\sigma_{apla m}}{S_y} = \frac{1}{ns}$$

$$\frac{2.4 \text{ MPa}}{52.56 \text{ MPa}} + \frac{2.4 \text{ MPa}}{499.9 \text{ MPa}} = \frac{1}{ns}$$

Se tiene que  $ns = 19.84$ , y es mucho mayor a uno, por lo tanto, la cuchilla no fallará por esfuerzo de aplastamiento debido a fatiga.

#### **6.4.13. Selección de rodamientos de bolas y cálculo de su vida útil**

Esta sección parte considerando que se debe contar con rodamientos que tengan un diámetro interior de 10 mm (diámetro del eje) y el exterior lo más pequeño posible. Según el catálogo FAG (ver anexo 14), el menor diámetro exterior es de 26 mm, por lo tanto, se toman en cuenta únicamente estos rodamientos.

Debido a que la leva tiene varios radios, como se muestra en la figura 46, los cuales crecen cuando esta gira conjuntamente con el rodamiento, la velocidad lineal en ambos es la misma, y aumenta hasta hacerse máxima en R9. Por otro lado, la velocidad angular de la leva es la misma en todo el recorrido, pero la velocidad angular en el rodamiento se tiene que sí aumenta.

En la tabla 2 se expone la velocidad lineal  $V_L$  con cada radio de la leva al momento de girar. También la velocidad angular  $\omega$  en el rodamiento, y la carga  $P$  calculada con la constante de los resortes de la sección *Análisis de fuerzas en el mecanismo y cálculo de la constante  $K$  de los resortes*. Esto ya que, al aumentar el radio, aumenta también la fuerza ejercida por los resortes sobre el perfil de la leva.

Aplicando la teoría para la selección de rodamientos de bolas según la sección *Cálculo de rodamientos de bolas*, se grafican los valores de la tabla 2 como se muestra en la figura 47.

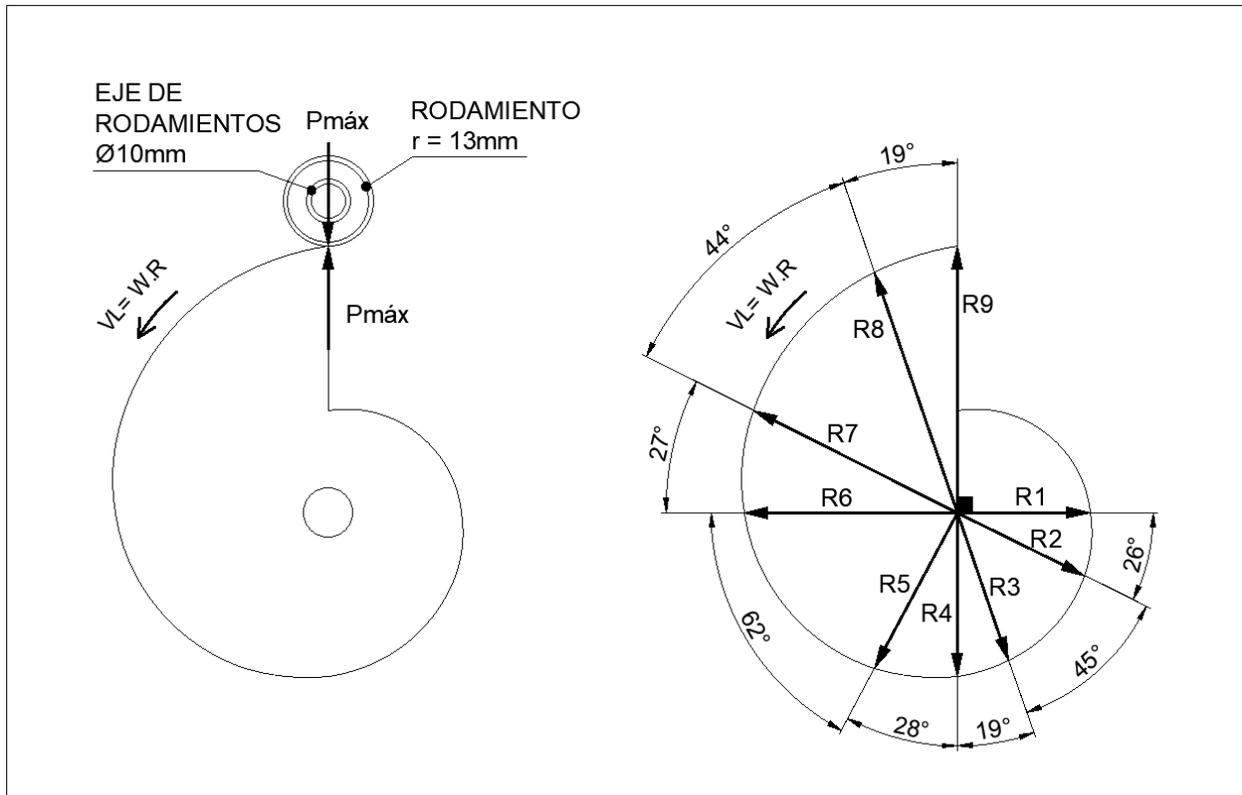


Figura 46.  
Leva con sus radios y ángulos respecto al eje del motor, carga P, y rodamiento  
Fuente: Propia.

Utilizando la ecuación 28, se calcula la velocidad media  $n_m$  en el rodamiento:

$$n_m = \left( n_1 \cdot \frac{q_1}{100} \right) + \left( n_2 \cdot \frac{q_2}{100} \right) + \dots [\text{rpm}]$$

$$n_m = \left( 51.83 \cdot \frac{9.62}{100} \right) + \left( 56.28 \cdot \frac{16.6}{100} \right) + \left( 60.29 \cdot \frac{7.03}{100} \right) + \left( 64.07 \cdot \frac{10.37}{100} \right) \\ + \left( 73.38 \cdot \frac{22.96}{100} \right) + \left( 83.16 \cdot \frac{10}{100} \right) + \left( 90.8 \cdot \frac{16.3}{100} \right) + \left( 97.92 \cdot \frac{7.03}{100} \right) [\text{rpm}]$$

$$n_m = 72.07 \text{ rpm}$$

Tabla 2

Velocidades lineales y angulares en el perfil de la leva y el rodamiento, así como su carga  $P$  calculada en cada radio  $R$  de la misma

$R$	$\omega$ Leva	$VL = R \cdot \omega$	$\omega$ Rod. = $\frac{VL}{13\text{mm}}$	$n' = \omega$ Rod. $\left(\frac{60}{2\pi}\right)$	$P' = (R - R1)(6.131\text{N/mm})$
[mm]	[rad/s]	[mm/s]	[rad/s]	[rpm]	[N]
$R1 = 38.53$	1.76	68.19	5.24	50	$P1' = (R2 - R1)(6.131 \text{ N/mm}) = 16.79$
$R2 = 41.27$		73	5.62	53.66	$P2' = (R3 - R1)(6.131 \text{ N/mm}) = 41.63$
$R3 = 45.32$		80.21	6.17	58.91	$P3' = (R4 - R1)(6.131 \text{ N/mm}) = 54.68$
$R4 = 47.45$		83.98	6.46	61.68	$P4' = (R5 - R1)(6.131 \text{ N/mm}) = 77.31$
$R5 = 51.14$		90.51	6.96	66.46	$P5' = (R6 - R1)(6.131 \text{ N/mm}) = 142.6$
$R6 = 61.79$		109.36	8.41	80.3	$P6' = (R7 - R1)(6.131 \text{ N/mm}) = 169.89$
$R7 = 66.24$		117.24	9.01	86.03	$P7' = (R8 - R1)(6.131 \text{ N/mm}) = 214.58$
$R8 = 73.53$		130.14	10.01	95.58	$P8' = (R9 - R1)(6.131 \text{ N/mm}) = 237.02$
$R9 = 77.19$		136.62	10.50	100.26	$P \text{ máx} = 245.24$

Fuente: Propia

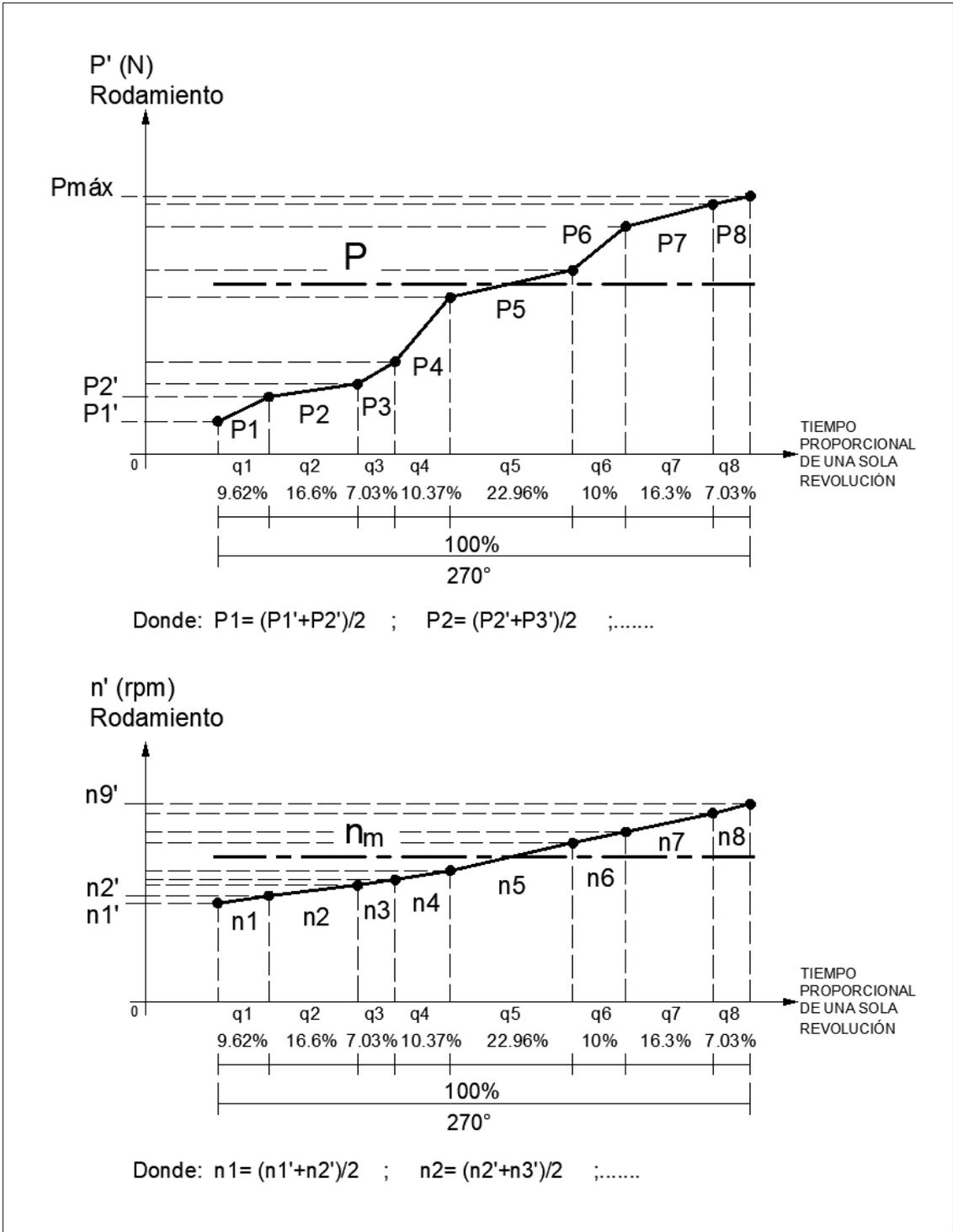


Figura 47.  
 Curvas reales de las fuerzas y velocidades angulares en los rodamientos de bolas.  
 Fuente: Propia.

De igual manera con la ecuación 29, se calcula la carga equivalente P:

$$P = \sqrt[3]{\left(\frac{P1^3}{n_m} \cdot \frac{n1 \cdot q1}{100}\right) + \left(\frac{P2^3}{n_m} \cdot \frac{n2 \cdot q1}{100}\right) + \dots [N]}$$

$$P = \sqrt[3]{\left(\frac{29.21^3}{72.07} \cdot \frac{(51.83)(9.62)}{100}\right) + \left(\frac{48.15^3}{72.07} \cdot \frac{(56.28)(16.6)}{100}\right) + \dots}$$

$$P = 177.25 \text{ N}$$

Aplicando la ecuación 27 y tomando en cuenta del anexo 14 la capacidad de carga dinámica el rodamiento, se calcula el tiempo de vida para el mismo:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 [10^6 \text{ revoluciones}]$$

$$L = \left(\frac{4550 \text{ N}}{177.25 \text{ N}}\right)^3 [10^6 \text{ revoluciones}]$$

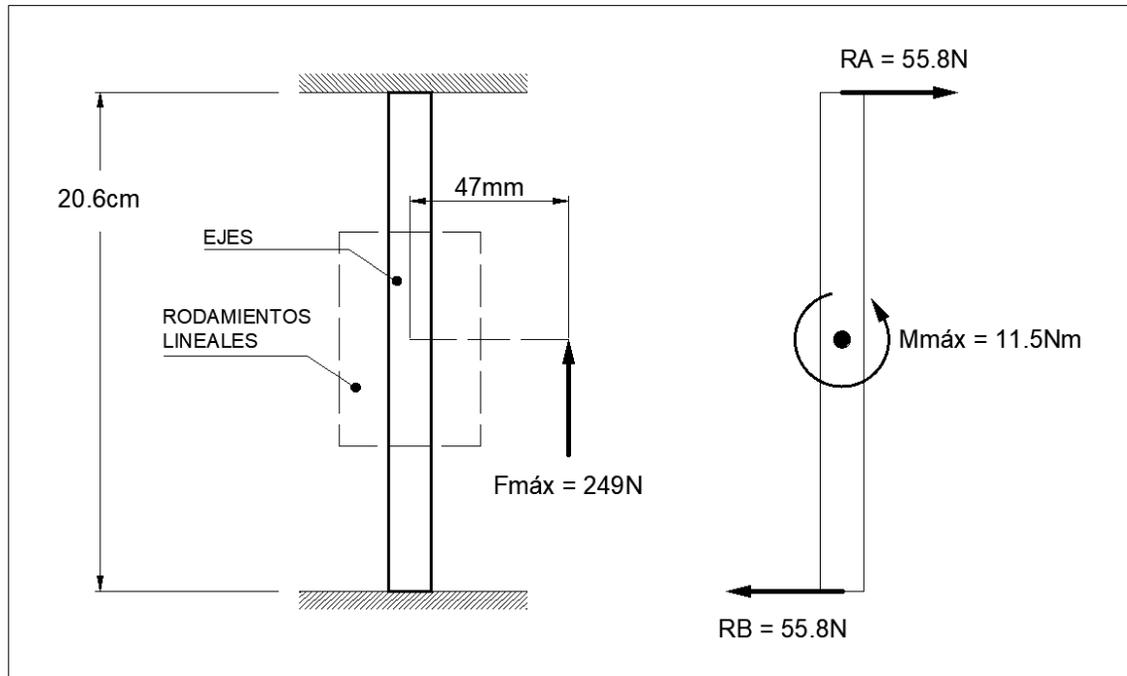
$$L = (16\,915) 10^6 \text{ revoluciones}$$

#### 6.4.14. Cálculo de los ejes de los rodamientos lineales

Se propone por diseño, que la longitud para el eje de cada rodamiento lineal sea de 20.6 centímetros, como se muestra en la figura 48. En la misma también se aprecia el momento máximo producido en el mismo por la fuerza de subida de la leva, así como sus reacciones en los extremos superior e inferior.

Utilizando acero AISI-304, se tiene de la sección, *Cálculo del diámetro del eje de rodamientos:*

$$S_e = (0.79)(1.07)(1)(1)(0.87)(1)(284 \text{ MPa}) = 208.85 \text{ MPa}$$



*Figura 48.*  
Ejes de rodamientos con su momento y reacciones en sus extremos.  
*Fuente:* Propia.

Siendo dos ejes, el momento en cada uno es:

$$\frac{M_{máx}}{2} = \frac{11.5\text{ Nm}}{2} = 5.75\text{ Nm}$$

El momento medio y de amplitud, se calculan con las ecuaciones 16 y 17.

$$M_m = \frac{M_{máx} + M_{mín}}{2} = \frac{5.75\text{ Nm} + 0}{2} = 2.87\text{ Nm}$$

$$M_a = \frac{M_{máx} - M_{mín}}{2} = \frac{5.75\text{ Nm} - 0}{2} = 2.87\text{ Nm}$$

Aplicando el criterio de Soderberg con la ecuación 26 para el cálculo del diámetro mínimo de ejes, y teniendo en cuenta que solo existe flexión, y no hay concentración de esfuerzos, se tiene:

$$\phi \text{ mín} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot ns}{\pi} \left( \frac{Ma}{Se} + \frac{Mm}{Sy} \right)}$$

La resistencia a la tracción  $Sy$  se la obtiene del anexo 6. Por otro lado  $ns$  se lo calcula con la ecuación 18, siendo los valores A, B y C del anexo 23;  $mb$ ,  $b$  y  $r$  respectivamente. Los valores D y E:  $ns$  y  $ms$  de igual manera.

$$ns = (1.6)(1.2) = 1.92$$

$$\phi \text{ mín} = \sqrt[3]{\frac{(32)(1.92)}{\pi} \left( \frac{2.87 \text{ Nm}}{208.85 \text{ MPa}} + \frac{2.87 \text{ Nm}}{276 \text{ MPa}} \right)}$$

$$\phi \text{ mín} = 0.00778 \text{ m} = 7.78 \text{ mm}$$

Se escogería el diámetro comercial superior (10 mm), pero debido a la no disponibilidad de este, se escoge el de 12 mm.

#### **6.4.15. Cálculo de la vida útil de los rodamientos lineales**

Como en la sección anterior se escogió un diámetro del eje de 12 mm, los rodamientos lineales se toman necesariamente del mismo diámetro. Por otra parte, debido a la disposición de las cargas en cada uno, provocado por el momento máximo, se escogen rodamientos autoalineantes de dos cilindros de bolas cada uno, como se muestra en la figura 49.

Del anexo 27, la capacidad de carga dinámica  $C$  del rodamiento lineal es de 1652 N, utilizando la ecuación 30, se calcula su vida nominal  $La$  en kilómetros:

$$La = \left( \frac{C}{F} \right) \left( \frac{f_h \cdot f_T \cdot f_c}{f_w} \right) \quad (50)$$

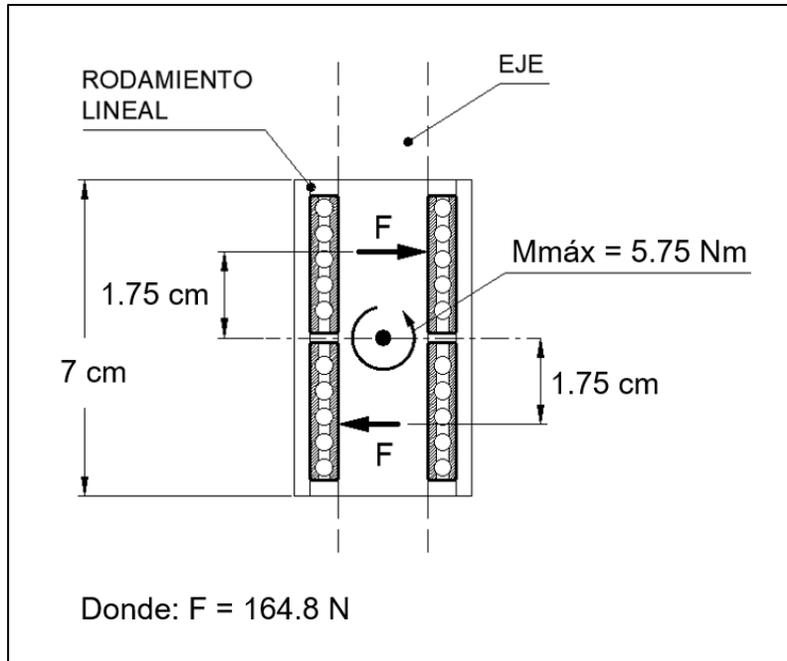


Figura 49.

Momento y fuerzas internas en cada rodamiento lineal. Fuente: Propia, en base a (NTN - SNR, 2015). Nota: Nótese que las fuerzas F debidas al momento, actúan en un cilindro cada una, que, montados en una sola carcasa, forman un solo rodamiento auto-alineante.

Tomando los coeficientes  $f_h$ ,  $f_T$ ,  $f_c$ , y  $f_w$  del anexo 28, se tiene:

$$La = \left( \frac{1652 \text{ N}}{164.8 \text{ N}} \right) \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 0.81}{3.5} \right) (50) = 116.36 \text{ Km}$$

Con la ecuación 31 se obtiene la vida nominal del rodamiento en horas:

$$Lh = \left( \frac{La}{2 \cdot s \cdot ns \cdot 60} \right)$$

Donde s es la longitud del recorrido en [m], y ns es la frecuencia de uso en [ $\text{min}^{-1}$ ]:

$$Lh = \left( \frac{116360 \text{ m}}{2 (0.04 \text{ m})(6 \text{ min}^{-1})(60)} \right)$$

$$Lh = 4040 \text{ h}$$

#### 6.4.16. Validación de los pernos que unen los resortes a la placa delantera

Los pernos que unen a la placa delantera y los resortes de tracción (figura 50), se tiene que pueden fallar por esfuerzo cortante. Considerando también pernos de acero AISI-304, tenemos:

$$Se' = (0.5) (334 \text{ MPa}) = 167 \text{ MPa}$$

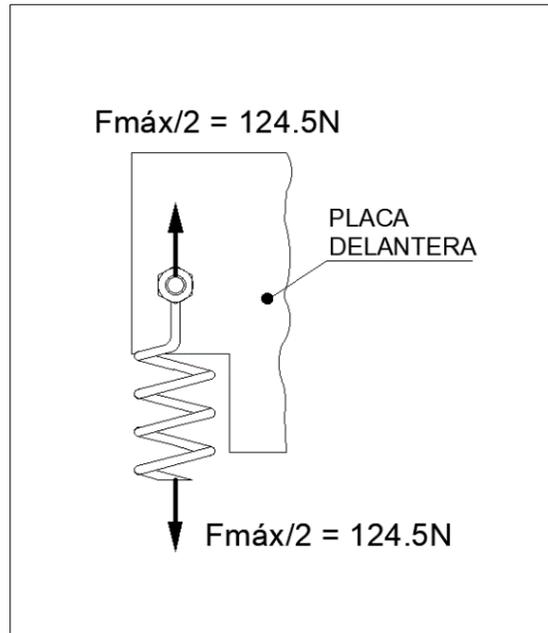


Figura 50.

Perno que sostiene la placa delantera y el resorte de tracción.

Fuente: Propia.

Obteniendo los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga del perno:

$$Ka = 0.9 \quad ; \text{ del anexo 25} \qquad Kb = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 21}$$

$$Kc = 0.59 \quad ; \text{ de la ecuación 23} \qquad Kd = 1 \quad ; \text{ de la ecuación 24}$$

$$Ke = 0.814 \quad ; \text{ del anexo 24} \qquad Kf = 0.24 \quad ; \text{ de la sección d.4.3.2}$$

Con esto se calcula la resistencia a la fatiga corregida con la fórmula 20:

$$Se = (0.9)(1)(0.59)(1)(0.814)(0.24)(167 \text{ MPa}) = 17.32 \text{ MPa}$$

Por sencillez al momento de ensamblar la máquina, se propone utilizar pernos M5. Se tiene entonces que el esfuerzo cortante máximo producido en el perno, es aquel sin considerar la rosca del mismo (diámetro de 4.5 mm). Utilizando la ecuación 11:

$$\sigma_c \text{ máx} = \frac{F \text{ máx} / 2}{A_t} = \frac{249 \text{ N} / 2}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.0045 \text{ m})^2} = 7.82 \text{ MPa}$$

Calculando los esfuerzos medio y de amplitud con las ecuaciones 16 y 17, se tiene:

$$\sigma_c m = \frac{\sigma_c \text{ máx} + \sigma_c \text{ mín}}{2} = \frac{7.82 \text{ MPa} + 0}{2} = 3.91 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_c a = \frac{\sigma_c \text{ máx} - \sigma_c \text{ mín}}{2} = \frac{7.82 \text{ MPa} + 0}{2} = 3.91 \text{ Mpa}$$

Mediante la ecuación 25 y la resistencia a la fluencia del material Syc del anexo 6:

$$\frac{\sigma_c a}{S_e} + \frac{\sigma_c m}{S_{yc}} = \frac{1}{ns}$$

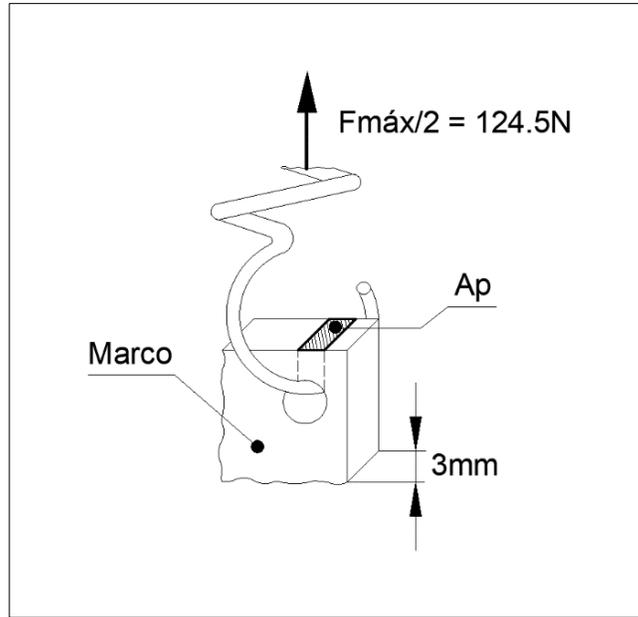
$$\frac{3.91 \text{ MPa}}{17.32 \text{ Mpa}} + \frac{3.91 \text{ Mpa}}{150 \text{ Mpa}} = \frac{1}{ns}$$

$$ns = 3.98$$

Siendo  $ns$  mayor que uno, el perno no fallará por fatiga al cortante.

#### **6.4.17. Validación de los ojales en el marco**

Los resortes se unen al marco mediante ojales, como se muestra en la figura 51, siendo el área  $A_p$ , el área de proyección del esfuerzo por aplastamiento sobre el espesor del ojal. Construyendo el marco con acero AISI 10-20, y considerando el tipo de esfuerzo, se tiene que el ojal tiene la misma resistencia a la fatiga corregida que placas trasera y delantera.



*Figura 51.*  
Resorte provocando esfuerzo por aplastamiento en el ojal del marco. *Fuente:* Propia.

Siendo así:

$$Se = 19.65 \text{ MPa}$$

Entonces el esfuerzo de aplastamiento máximo, aplicando la ecuación 12, es la fuerza de 124.5 N, dividida para el área  $A_p$ , misma que es  $6 \text{ mm}^2$ , considerando que el diámetro de los resortes es de 2 mm.

$$\sigma_{\text{apla máx}} = \frac{124.5 \text{ N}}{6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 20.75 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos medio y de amplitud de  $\sigma_{\text{apla}}$  con las ecuaciones 16 y 17 son:

$$\sigma_{\text{apla } m} = \frac{\sigma_{\text{apla máx}} + \sigma_{\text{apla mín}}}{2} = \frac{20.75 \text{ MPa} + 0}{2} = 10.38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{apla } a} = \frac{\sigma_{\text{apla máx}} - \sigma_{\text{apla mín}}}{2} = \frac{20.75 \text{ MPa} - 0}{2} = 10.38 \text{ MPa}$$

Empleando la teoría de falla por fatiga de Soderberg con la ecuación 25:

$$\frac{10.38 \text{ MPa}}{19.65 \text{ MPa}} + \frac{10.38 \text{ MPa}}{207 \text{ Mpa}} = \frac{1}{ns}$$

Se tiene que  $ns = 1.73$ , y siendo mayor a uno, el ojal no falla por fatiga debido a esfuerzo por aplastamiento.

#### **6.4.18. Recálculo de la constante de proporcionalidad $K$ de los resortes**

De la sección *Análisis de fuerzas en el mecanismo y cálculo de la constante  $K$  de los resortes*, se reemplaza  $W$  por  $W'$ , que es la suma de los pesos de las placas trasera y delantera, los dos rodamientos lineales, pernos, eje de rodamientos lineales, y la cuchilla; obteniendo:

$$K = \frac{2}{d} \left( \frac{Fz}{\eta} - W' \right)$$

Reemplazando valores:

$$K = \frac{2}{0.04 \text{ m}} \left( \frac{111.25 \text{ N}}{0.9} - 16 \text{ N} \right)$$

$$K = 5385.55 \text{ N/m} \quad \text{o} \quad 12.07 \text{ lb fuerza/cm}$$

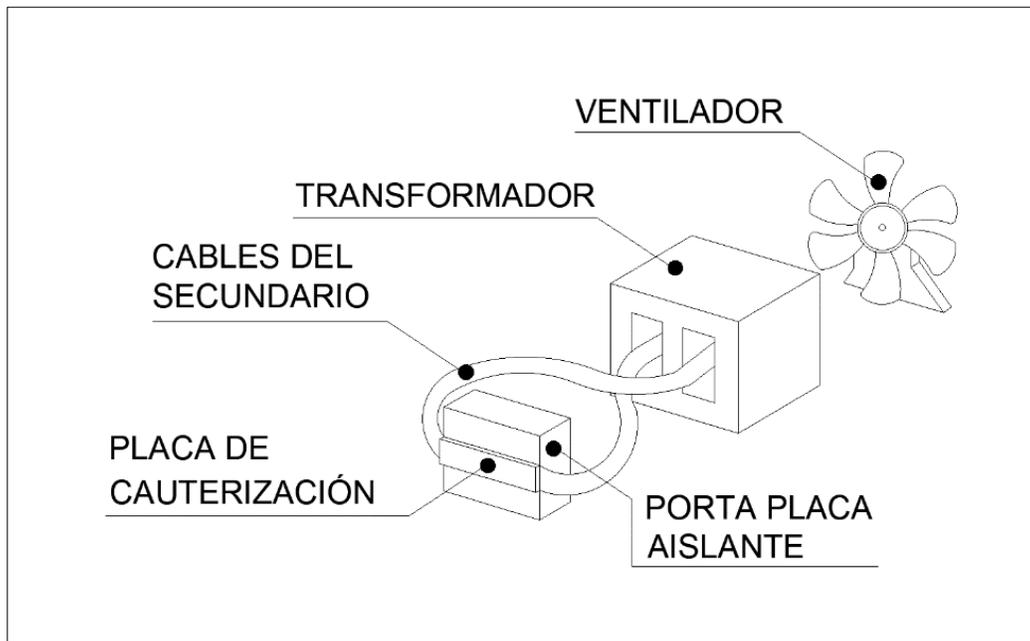
Siendo dos resortes, entonces la constante de cada uno debe de ser de 6 lb fuerza/cm para su adquisición.

### **6.5. Diseño del cauterizador**

#### **6.5.1. Partes del cauterizador**

Las partes mínimas con las que debe contar el cauterizador se exponen en la figura 52. El transformador eleva la corriente eléctrica, la cual circula por los cables del secundario, y a su vez, esta pasa por la placa de cauterización y la calienta por efecto Joule.

El porta-placa aislante, impide que el calor generado por la placa pase hacia abajo (hacia el tablero donde irá montada). Por otra parte, el ventilador tiene dos funciones; una es disipar rápidamente el humo provocado al cauterizar el pico, y la otra disipar el calor provocado en el núcleo del transformador y en los cables del secundario.



*Figura 52.*  
Cauterizador y sus partes.  
*Fuente:* Propia.

**6.5.1.1 Transformador.** En el anexo 15 se muestra un transformador de microondas, el cual es un elevador de voltaje. Al mismo se le cambia su bobinado secundario y se le coloca un cable con una sola espira, entonces el transformador pasa a ser reductor de voltaje, y aumenta su corriente eléctrica de salida.

**6.5.1.2 Corrección del factor de potencia.** En el anexo 15 también se muestran las mediciones que se realizaron en el transformador con un vatímetro, las cuales son:

Potencia aparente  $S = 0.74 \text{ KVA}$

Potencia activa  $P = 0.42 \text{ Kw}$

Potencia reactiva inductiva  $QL = 0.61 \text{ KVAR}$

Factor de potencia  $\cos \theta = 0.56$

Debido a que la carga es inductiva, se debe añadir una carga capacitiva a la misma para corregir su factor de potencia. Deseando un  $\cos \theta = 0.9$ , se recalcula su potencia aparente con la ecuación 32:

$$S = \frac{P}{\cos \theta} = \frac{0.42 \text{ Kw}}{0.9} = 467 \text{ VA}$$

Con esto se recalcula la potencia reactiva con la ecuación 33:

$$Q = \sqrt{S^2 - P^2} = \sqrt{(467 \text{ VA})^2 - (420 \text{ w})^2} = 204.17 \text{ VAR}$$

Restando ambas potencias reactivas obtenemos la potencia reactiva real  $Q'$ :

$$Q' = 610 \text{ VAR} - 204.17 \text{ VAR} = 405.83 \text{ VAR}$$

Se calcula la reactancia capacitiva  $XC$  con la ecuación 35.

$$XC = \frac{V^2}{Q'} = \frac{(120 \text{ V})^2}{405.83 \text{ VAR}} = 35.48 \Omega$$

Con esto se obtiene la capacitancia con la ecuación 37

$$C = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot XC} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot (60 \text{ Hz})(35.48 \Omega)} = 74.76 \mu\text{F}$$

Escogiendo un capacitor comercial de  $80 \mu\text{F}$  (microfaradios).

**6.5.1.3 Selección de los cables del secundario.** Para poder seleccionar los cables del secundario, se debe conocer la corriente máxima que circula por ellos. Del anexo 16 se tiene que esta corriente (considerando una sola espira o vuelta del cable en el secundario del transformador) es de 218 A. Por lo tanto, se escoge el cable tipo TTU número 4/0 (ver anexo 17).

**6.5.1.4 Placa de cauterización.** Debido a que se desconocen las propiedades térmicas de varios aceros comerciales en el medio, y muchos de aquellos que se encuentran en catálogos, no se pueden conseguir en pequeñas cantidades (debido a su tamaño de venta al público); no es factible ni confiable el diseño de la placa de cauterización utilizando métodos de cálculo.

Otro inconveniente, es que no se conoce la temperatura de cauterización “adecuada” en las despicatoras manuales, por lo tanto, se debe proponer una mediante experimentación, a manera de prueba y error con los aceros y aleaciones que se tienen a la mano.

Conociendo ya estas limitaciones, se hacen ensayos con metales disponibles en el medio, en donde se toman en cuenta dos variables: temperatura a la cual el material no pierde ni se deteriora superficialmente (cuando recorre por él una corriente eléctrica de 218 A); y calidad de la cauterización en el pico a esta temperatura.

De los ensayos y experimentos que se realizó, se propone como material para la placa, el acero con que se construyen los muelles de los autos, ya que llega a una temperatura de 350 °C sin verse comprometida su superficie y que además cauteriza de forma correcta el pico. Esto con unas dimensiones de 8 cm de largo, 2 cm de ancho y 2 mm de espesor. Las fotografías de los ensayos se pueden ver en el anexo 18.

**6.5.1.5 Porta-placa aislante.** Debido a las excelentes propiedades termo-aislantes que posee la cerámica, y considerando que es fácilmente adquirible en el medio, se usa una pieza de

este material, y con las dimensiones adecuadas que permitan colocar la placa sobre la misma.

**6.5.1.6 Ventilador.** Se utiliza un ventilador de refrigeradora, teniendo en cuenta que su tamaño es pequeño. Ver anexo 19.

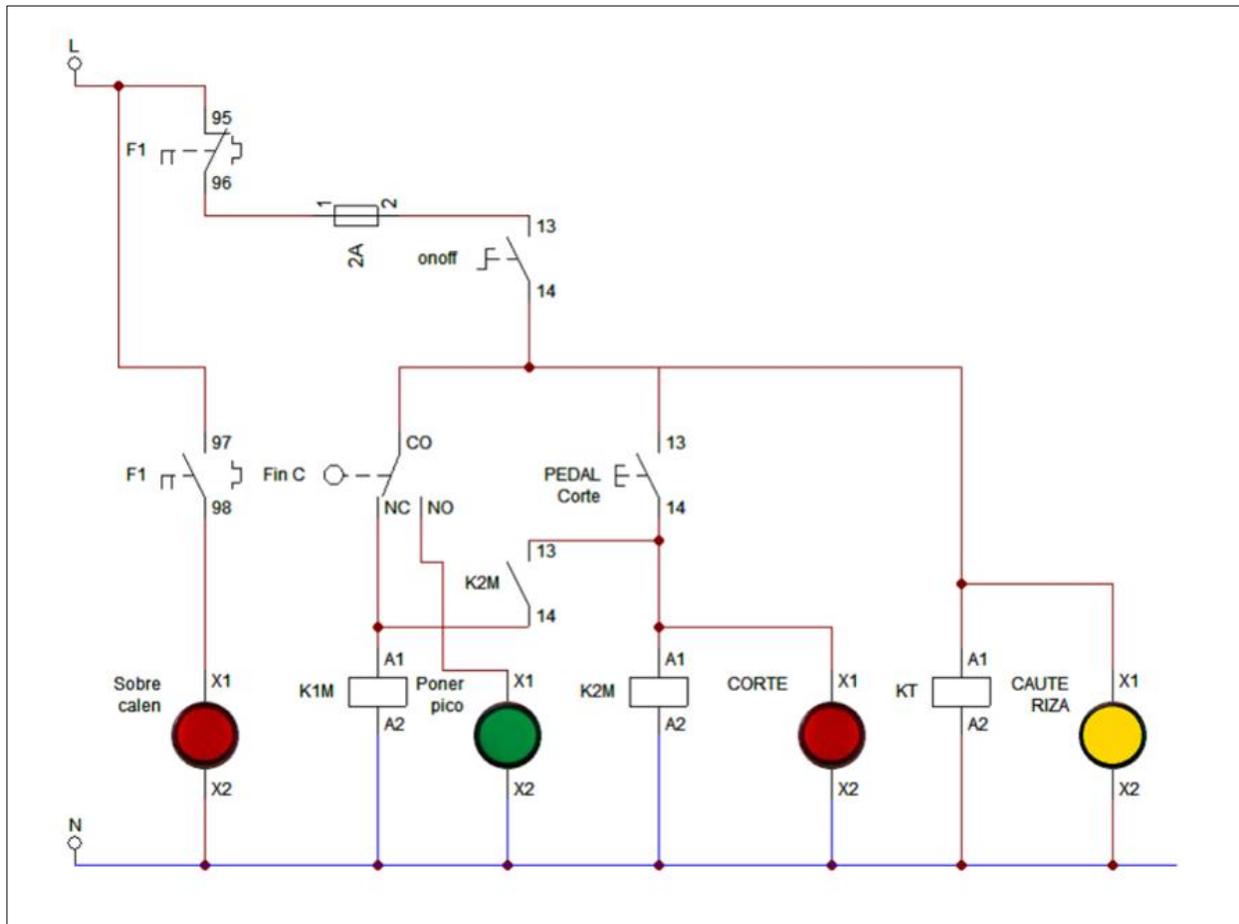
**6.5.1.7 Pruebas de funcionamiento del cauterizador.** Debido a que el diseño del cauterizador y su construcción son de manera netamente experimental, el cauterizador se sometió a una prueba de funcionamiento por cinco horas seguidas, con el fin de determinar si había algún incremento de su temperatura de manera excesiva en sus componentes. Ver anexo 20.

El resultado fue que el cauterizador funcionó de manera adecuada, sin ningún incremento de temperatura en sus partes por todo el tiempo de prueba. Por lo tanto, se puede afirmar que el transformador, pese a ser un diseño experimental, puede cumplir con el objetivo deseado, y funcionar bien por al menos cinco horas continuas.

## **6.6. Propuesta de control**

Se plantea por comodidad y ergonomía, controlar el corte con el uso de un pedal. De esta manera en el diagrama de control de la figura 53, se tiene que presionando el pedal una vez, el motor se acciona, gira la leva y sube la cuchilla hasta que se detiene por un final de carrera. Ahí es cuando se puede colocar el pico; seguidamente se presiona el pedal de nuevo, la cuchilla cae, corta, y se mantiene en esa posición hasta que se vuelve a presionar nuevamente el pedal.

Nótese que se emplea una lámpara piloto de color verde cuando se puede colocar el pico, una de color rojo cuando se realiza el corte, y una amarilla o verde para indicar el funcionamiento del cauterizador. Por otro lado, también se indica un sobrecalentamiento en la máquina al encenderse una lámpara color rojo.

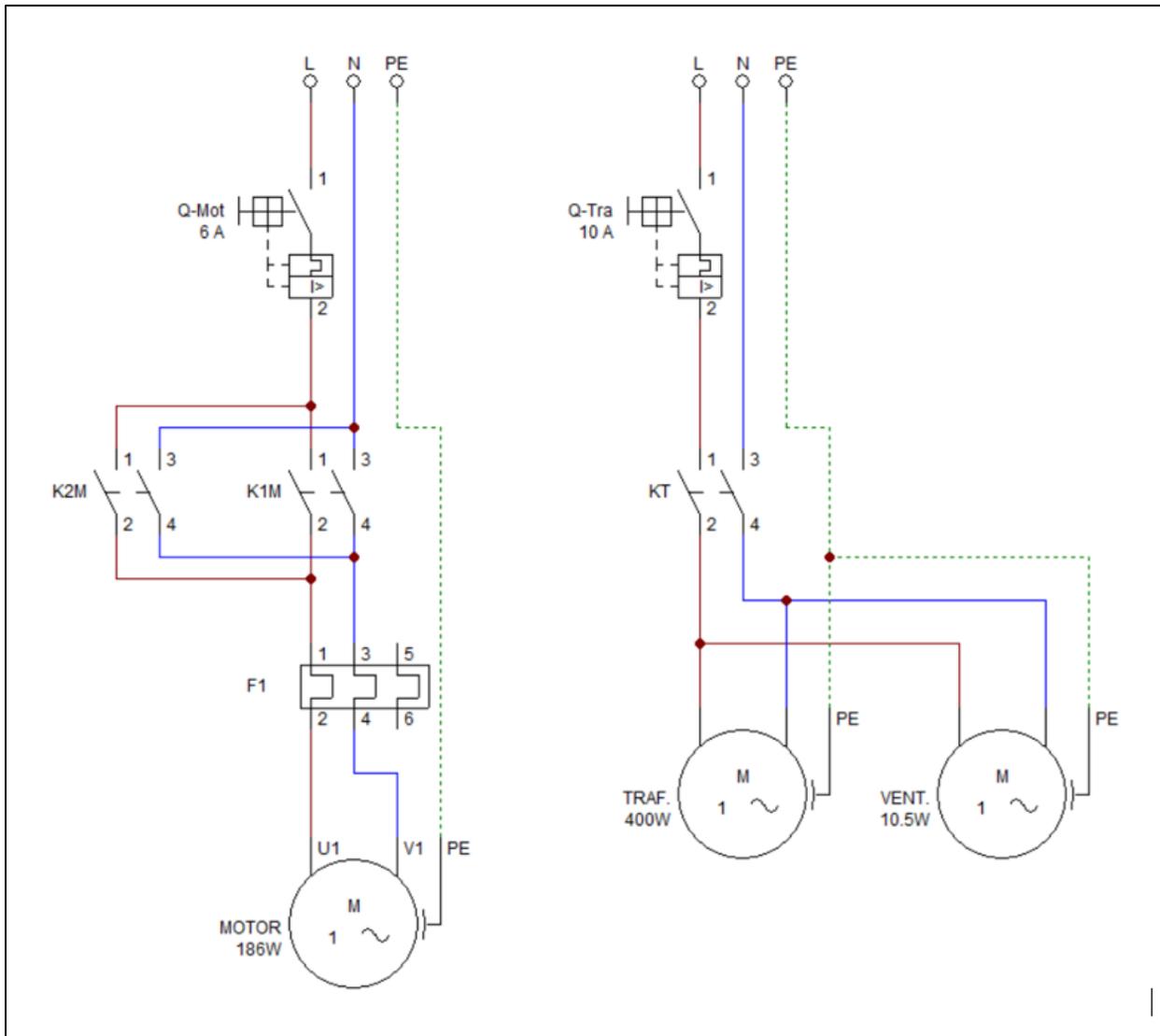


*Figura 53.*  
 Diagrama de control de la máquina despicadora.  
*Fuente: Propia.*

En la figura 54 se muestra el diagrama de fuerza, donde se evidencia que se utiliza dos contactores para el motor eléctrico y uno compartido para el transformador y el ventilador. Cabe recalcar que las conexiones son para una fuente de 110 V corriente alterna.

### 6.7. Construcción

En las siguientes figuras 55 - 63, se puede apreciar cómo se construyen las piezas más importantes de la máquina, esto con la guía de los planos mecánicos que se muestran en el anexo 29; así como el ensamblaje, el cableado y el resultado final de la misma.



*Figura 54.*  
 Diagrama de fuerza de la máquina despicadora.  
*Fuente:* Propia.



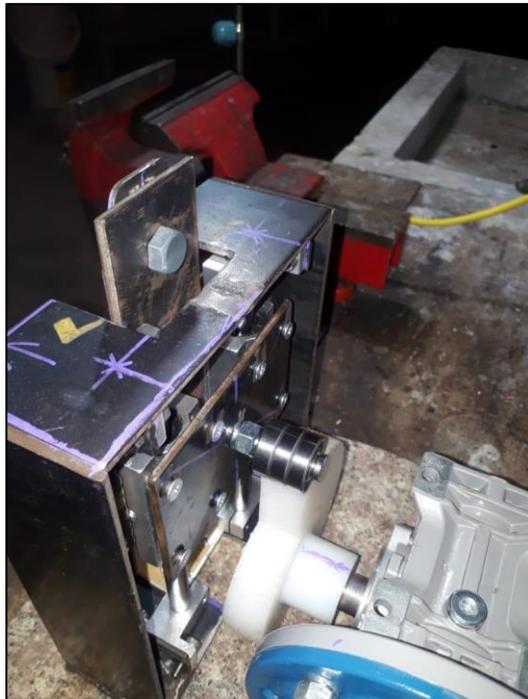
*Figura 55.*  
Torneado de la leva, corte de su perfil, chaveta y chavetero.  
*Fuente: Propia.*



*Figura 56.*  
Construcción del cauterizador.  
*Fuente: Propia.*



*Figura 57.*  
Torneado del eje de rodamientos.  
*Fuente: Propia.*



*Figura 58.*  
Dimensionamiento del marco y la tapa.  
*Fuente: Propia.*



*Figura 59.*  
Ensamble de la guillotina.  
*Fuente: Propia.*



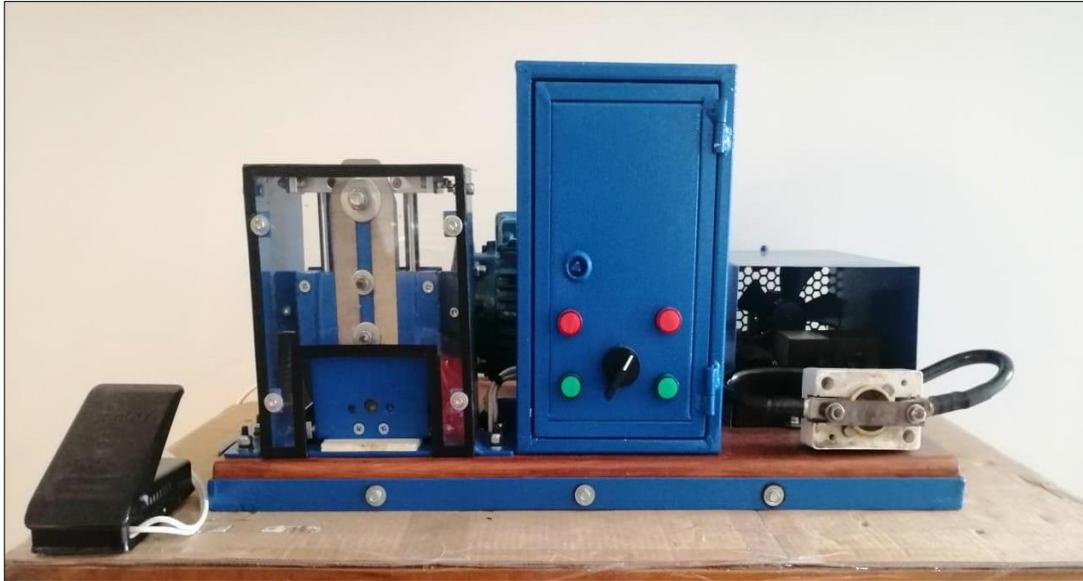
*Figura 60.*  
Montaje del cauterizador.  
*Fuente: Propia.*



*Figura 61.*  
Cableado del motor, el cauterizador y el final de carrera. *Fuente:* Propia.



*Figura 62.*  
Cableado del tablero de control.  
*Fuente:* Propia.



*Figura 63.*  
Máquina construida. *Fuente:* Propia.

### **6.7.1. Materiales y componentes de construcción**

Los materiales y componentes que fueron necesarios para la construcción de la máquina se muestran en la tabla 3, así también como gastos varios y el costo total del proyecto.

Tabla 3

*Costos de los materiales de la máquina*

<b>Materiales y componentes</b>	<b>Costo en dólares</b>
Ángulo 1", acero AISI 10-20, 3 m.	6
Tablón de almendro; 61 cm de largo, 32 cm de ancho y 3.6 cm de espesor.	25.65
Tubo macizo de grilón (nylon), 15 cm de diámetro y 8 cm de largo.	22.5
Plancha de acero galvanizado, 0.8 mm de espesor, 0.2 m <sup>2</sup> .	4.85

---

Plancha microperforada de acero, 0.8 mm de espesor, con patrón hexagonal; 218 cm <sup>2</sup> .	2.5
Plancha de acero AISI 10-20, 640 cm <sup>2</sup> por 4 mm de espesor.	15
Plancha de acero AISI 10-20, 210 cm <sup>2</sup> por 3 mm de espesor.	8
Plancha de acrílico transparente, 375 cm <sup>2</sup> por 4 mm de espesor.	24.67
Resortes de tracción K = 6 lb fuerza/cm, (dos unidades).	14.85
Varilla de acero AISI 304, 15 mm de diámetro, por 70 mm de largo.	2
Fibra de calzado, 30 cm <sup>2</sup> por 6 mm de espesor.	1
Eje de acero AISI 304, 12 mm de diámetro y 20.6 cm de largo (dos unidades).	30
Rodamiento lineal auto-alineante, 12 mm de diámetro (dos unidades).	16
Pernos, rodamientos, arandelas de presión, tuercas de seguridad, entre otros.	12
Contactores y breakers, dos de 6 A, y uno de 10 A (amperios), cable número 14 AWG (6 m), cuatro lámparas piloto, seccionador rotativo on-off, final de carrera de pala, pedal máquina de coser y relé térmico 10 A.	85.25
Ventilador de refrigeradora.	12
Cable TTU, número 4/0 (60 cm)	10
Motor monofásico 110V, 1/4 hp, 1690 rpm, con caja reductora 1:100.	250
Caja de paso metálica.	19.25

---

Soportes de pared metálicos, para ejes de 12 mm de diámetro.	12.40
Metales para experimentación.	22.30
Cuchilla para cepillo de madera # 5.	2.50
Transformador monofásico de microondas.	25
Pintura.	20
<b>TOTAL</b>	<b>643.72</b>

*Fuente:* Propia

### **6.8. Pruebas de funcionamiento**

Para poder probar la máquina en primera instancia, se utilizan picos de pollos adultos muertos, obtenidas de un camal local (cincuenta precisamente). La razón por la que se hacen las pruebas primeramente con cabezas y no directamente con animales vivos, es porque no se quiere poner en riesgo la integridad física de ningún animal (pollo en este caso), si la máquina no opera de la manera en que se espera.

Los resultados se muestran en la figura 64, teniendo que el corte es uniforme y la cauterización de igual manera muy pareja y consistente en todos los cincuenta cortes. Por lo tanto, en virtud de que la máquina opera de manera adecuada, se realizan las pruebas en diez animales vivos. Teniendo resultados muy buenos, dando el trabajo por terminado tal y como se aprecia en la figura 65, donde se evidencia un corte y cauterización adecuados.



*Figura 64.*

Pico de pollo adulto muerto, cortado y cauterizado. *Fuente:* Propia.

*Nota:* Nótese la buena calidad del corte y la cauterización, siendo ambos muy parejos.



*Figura 65.*

Gallina ponedora despificada.

*Fuente:* Propia.

## 6.9. Valoración técnico-económica

El costo total de la máquina comprende el de los materiales para la construcción que fue de 643.72 dólares, tal como se muestra en la tabla 3, y también el costo para su implementación y construcción que fue de 203.75 dólares. Este incluye el uso de equipos de construcción estacionarios como torno y fresadora, y de igual manera el costo de las visitas, mano de obra, y la movilización a las granjas avícolas donde se realizaron los diferentes ensayos. Costando un total de 847.47 dólares.

En cuanto al mantenimiento, se tiene que no se puede estimar de manera exacta el número de cortes que deban realizarse para que la cuchilla sea afilada de nuevo, sin embargo, la misma fue validada en la sección *Validación de la cuchilla*, para que resista como mínimo un millón de ciclos o cortes, al igual que la mayoría de los demás componentes. En consecuencia, y procediendo de una manera conservadora, el mantenimiento luego de despicar un millar de aves sería aproximadamente de 200 dólares.

Donde se incluye el costo de recambio de los rodamientos lineales, la cuchilla, los rodamientos de bolas, los resortes de tracción y demás piezas principales. Esto quiere decir que se puede despicar diez mil aves por el costo aproximadamente de 2 dólares, sin considerar el costo del consumo de la energía eléctrica. Sin embargo, si lo comparamos con el despique manual, utilizando utensilios como estiletes o parecidos, con el empleo de esta máquina se puede realizar el despique de forma segura y eficaz. Garantizando también el bienestar de las aves durante el proceso.

## 7. DISCUSIÓN

El diseño de la máquina despicatora recopila información técnica sobre el funcionamiento de las despicatoras manuales existentes, brindando así la posibilidad de despicar pollos pequeños, medianos y grandes. Permitiendo colocar de una manera cómoda el pico del animal en la placa de orificios, para luego accionar la cuchilla con un pedal, y realizar un corte limpio y con mucha precisión. Ya que estos orificios delimitan la profundidad exacta a la que se debe cortar.

Por lo tanto, el operario no se preocupa por posicionar de una manera especial el pico para cortarlo. Al mismo tiempo, este le brinda seguridad, ya que la cuchilla está separada de sus manos por una pantalla de acrílico, haciéndola útil para el despique de pollos de forma rápida y sencilla. Por otro lado, el cauterizador permite cauterizar de manera completa el área cortada, presionándola suavemente sobre la placa de cauterización a 350 °C, que tiene un tamaño relativamente grande comparado con el pico del animal.

Por otro lado, el tiempo de cauterizado puede variar con la edad de los pollos, siendo menor a dos segundos para un pollo adulto, y no mayor a un segundo para un pollo pequeño, dadas las respectivas pruebas de funcionalidad que se realizaron, como se muestra en la figura 65. Al mismo tiempo, el ventilador del cauterizador permite disipar de manera rápida el humo provocado durante el despique, el cual puede ser una molestia para el operario.

Se tiene también, que el empleo de una cuchilla para cepillo de madera en la guillotina, se debe a que estas cuchillas se encuentran muy fácilmente en el mercado local. A esto se le suma su durabilidad, ya que están fabricadas con un acero AISI 10-95, propio para cuchillería, con una resistencia mecánica de más del doble de un acero común, como el AISI 10-20. Garantizando así su buen rendimiento y futuro mantenimiento.

En cuanto al diseño en sí de la guillotina, el mismo se presta para desmontar de manera sencilla la cuchilla, retirando la pantalla de acrílico y los tres pernos que la sostienen, permitiendo de esta forma sacarla y afilarla en caso de ser necesario. Y de igual manera con las demás piezas como los resortes de tracción, puesto que se diseñaron con los mismos pernos, con el fin de utilizar una sola llave para el ensamble.

Lo que respecta al sistema para subir la cuchilla, es decir el mecanismo leva de Arquímedes-palpador, el mismo se lo escogió porque su construcción es de mediana complejidad, y también porque opera de manera sencilla, sin provocar ruidos ni vibraciones de ningún tipo, lo cual es muy importante para mantener un ambiente laboral discreto y relajado en cierto punto, dada la naturaleza nerviosa de las aves de corral.

Por otra parte, no se puede estimar de manera exacta el número de cortes que deban realizarse para que la cuchilla sea afilada de nuevo, sin embargo, se la debe afilar tratando de que su filo mantenga el mismo ángulo de inclinación con respecto a su vertical. Esto debido a que en los ensayos se utilizó la misma cuchilla para determinar la fuerza de corte, por lo tanto, si el ángulo de inclinación es mayor, mayor será la fuerza que se necesite para cortar el pico, y su efectividad se vería un poco comprometida.

De manera análoga, la vida útil de la placa de cauterización tampoco se puede estimar, puesto que se construyó de manera experimental debido a la falta de información sobre las cualidades o características termo-eléctricas de los aceros comerciales. Propiedades como la resistencia eléctrica, no se encuentran en los catálogos de los aceros nacionales, lo cual es un punto a tomar en cuenta si se desea emplear metales disponibles en el medio para la construcción de utensilios y piezas calentadas por efecto Joule.

En todo caso, las piezas principales de la guillotina como la cuchilla y la leva de Arquímedes, se calcularon tomando en cuenta un estudio a la fatiga de alto ciclaje, donde se garantiza al menos un millón de ciclos en donde las piezas y componentes no fallarán debido a esfuerzos repetitivos. En consecuencia y siendo conservadores, la cuchilla y demás componentes principales deben ser cambiados luego de despicar un millar de aves.

Lo que respecta al sistema de accionamiento, el uso de un final de carrera para el control de la leva resulta muy eficaz, y aporta sencillez al diseño eléctrico de la máquina, el cual también puede ser fácilmente inspeccionado abriendo la caja de paso destinada para albergar los contactores y demás aparatos de maniobra. Aquí también se posicionan las luces piloto y el interruptor de encendido y apagado, los cuales se encuentran de manera claramente visible para indicar el estado de operación de la máquina.

Sobre la construcción del cauterizador, el mismo se lo realizó con el empleo de un transformador acorazado de baja potencia, debido a que es una de las formas más sencillas y eficientes de utilizar el efecto Joule. Ya que el mismo puede incrementar casi treinta veces la corriente del primario en el secundario, y permite hacer la corrección de su factor de potencia de manera sencilla, conectándolo en paralelo con un capacitor.

En cuanto a la operatividad y funcionamiento del equipo, comparado con las otras despicatoras existentes en el mercado, se puede mencionar que esta máquina es un poco diferente. Esto porque corta y cauteriza en dos pasos, a diferencia de las otras que cortan y cauterizan en uno solo, ya que operan con cuchillas de acero especial, pero soportando solo dos mil despiques. Sin embargo, la eficacia del corte y la cauterización son igual de buenas.

Además, se debe tener en cuenta el peso del equipo, el cual es de 42.5 libras, en comparación con las comerciales que pesan solo 10 o 15 libras, pero que no poseen motor eléctrico. Y también su tamaño y potencia eléctrica, siendo casi el triple de las comerciales, lo cual hace que el equipo sea más de uso estacionario, siendo un poco difícil de transportar por una sola persona.

## 8. CONCLUSIONES

- De la fase de campo se pudo obtener satisfactoriamente las profundidades de corte correctas para los picos de los pollos pequeños, medianos y grandes, cuyas edades son las que se utilizan en las despicatoras manuales comerciales. Por otro lado, de la fase de experimentación y ensayos, se pudo conocer la forma interna de los picos de los pollos y la temperatura adecuada para su cauterización. Por lo tanto, el mecanismo seleccionado para el corte fue uno de tipo guillotina; y para el cauterizado, uno de placa fija que se calienta por efecto Joule. Con los cuales se puede cortar y cauterizar fácilmente el pico de estos animales sin importar su edad.
- Considerando las dimensiones de los picos de los pollos, el futuro mantenimiento, y la tecnología disponible para la construcción de la guillotina; la misma se diseñó para que funcione con una cuchilla para cepillo de madera, la cual está fabricada de acero para cuchillería AISI 10-95, con una resistencia mecánica de más del doble de un acero común. Por otra parte, para subir y bajar esta cuchilla, se seleccionó y diseñó el mecanismo leva de Arquímedes-palpador, accionado por un motor eléctrico de 1/4 Hp a 1690 rpm, así como una caja reductora de tornillo sin fin con una relación de transmisión 1:100. Y de igual forma para el cauterizador, el cual fue seleccionado y construido utilizando un transformador monofásico acorazado, el cual permite aprovechar de manera adecuada el efecto Joule para calentar la placa de cauterización a 350 °C.
- En las pruebas de funcionamiento, la máquina construida fue validada mediante el corte de cincuenta picos de pollos adultos muertos, obtenidos de un camal de pollos local. Esto debido a que no se quería poner en riesgo la vida de ningún animal en primera instancia, y también porque los picos de los pollos adultos son los más grandes y los que más fuerza se

requiere para cortarlos. Teniendo que, si la máquina corta y cauteriza de manera adecuada los más duros, por así decirlo, también lo hará con los pequeños y medianos. Obteniendo buenos resultados, siendo los cortes muy parejos en todos los cincuenta casos, procediendo y realizando luego el despique a diez pollos adultos vivos. Donde, tanto el corte como la cauterización fueron eficaces y de muy buena calidad, los cuales son comparables con los despiques realizados por máquinas manuales comerciales.

## 9. RECOMENDACIONES

- Con la finalidad de que la máquina sea más portable, aligerando su peso y tamaño, se recomienda indagar sobre sistemas y mecanismos electrónicos, neumáticos, o una mezcla de ambos. Así como sistemas de accionamiento electrónico mediante pequeños sensores de movimiento, pudiéndose proponer un mecanismo mucho más automatizado, suprimiendo así el uso del pedal eléctrico.
- Si se desea que el corte y la cauterización sea en un solo paso, se puede investigar sobre las propiedades electrotérmicas de los aceros comerciales. De esta manera se podría construir de manera más técnica un tipo de cuchilla que soporte una temperatura mínima de 350 °C sometiéndola a efecto Joule, así como tratamientos térmicos en aleaciones de acero y otros. Con lo cual, se podría brindar un acabado superficial a la cuchilla, haciéndola duradera para un gran número de cortes.
- Se recomienda indagar sobre los diferentes materiales termoaislantes que se comercializan en el país, así como sus propiedades mecánicas, tipos de mecanizado, dureza, etc. Esto con el fin de construir y dar forma de manera sencilla, a pequeñas piezas para aislar el calor que sean resistentes. Dejando a un lado el uso de la cerámica, el cual es un material que aísla de manera excelente el calor, pero es en tanto frágil, y su construcción complicada debido a la necesidad de hornos especiales, aditivos, etc.

## 10. BIBLIOGRAFÍA

Amazon. (2021). *Rodamientos lineales*. <https://www.amazon.com/-/es/TEN-HIGH-separación-combinada-rodamientos-transporte/dp/B07KWKGDH8%0A>

Avinstrumentos. (2021). *Despicadora eléctrica para aves*. <https://avinstrumentos.com/>

Beer, F. P., Johnston, E. R., & Cornwell, P. J. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros, dinámica* (E. C. Zuñiga Gutiérrez (ed.); Novena). MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A DE C.V.

Bohman. (2021). *Plásticos de ingeniería*. <https://bohman.com.ec/>

Brechmann, G., Dzieia, Hornemann, Hubscher, Jagla, Klaue, & Petersen. (2009). *Prontuario de electricidad-electrónica* (Primera). Editorial Paraninfo.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (P. E. Roig Vázquez & M. T. Zapata Terrazas (eds.); Novena). MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A DE C.V.

Chicas, A. (2015). *Despicadora Nutec*. <https://www.youtube.com/watch?v=BOPDIkUTqc>

Coagro. (2016). *Despicadoras, accesorios y refacciones para despicadoras*. [http://www.coagro.mx/?page\\_id=991](http://www.coagro.mx/?page_id=991)

Compra. (2021). *Ventilador para refrigeradoras*. <https://www.ocompra.com/uruguay/item/ventilador-forzador-para-heladeras-frio-seco-453948543/>

DIPAC. (2021). *Catálogo Planchas laminadas en caliente*. <https://www.dipacmanta.com/>

- El Sitio Avícola. (2016). *Despique con tratamiento infrarrojo*.  
<https://www.elsitioavicola.com/articles/2852/despique-con-tratamiento-infrarrojo-1-procesos/>
- Electro-Cables Ecuador. (2021). *Cables tipo TTU*. <https://www.electrocable.com/>
- FAG. (2000). *Rodamientos FAG* (Primera). FAG Sales Europe GmbH. <http://www.fag.com>
- Floral, F., & Peters, S. T. (1996). *Modern Plastic Encyclopedia*. The McGraw-Hill Companies.  
<https://www.sonelastic.com/en/fundamentals/tables-of-materials-properties/polymers.html>
- Galíndez, R. (2020). *Agrotendencia*. La Gallina Ponedora, La Prodigiosa Precursora de Un Super Alimento. <https://agrotendencia.tv/agropedia/la-cria-de-gallina-ponedora/>
- Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., & Schmid, S. R. (2000). *Elementos de máquinas* (Primera).  
McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A de C.V.
- Martín Castillo, J. C. (2019). *Máquinas eléctricas* (V. Sanchez (ed.); Primera). EDITEX.
- Meisner, G. (2014). *El número de oro. ¿Es La Espiral Del Nautilus Una Espiral Dorada?*  
<https://www.goldennumber.net/nautilus-spiral-golden-ratio/>
- Norton, R. L. (1999). *Diseño de máquinas* (Pri). Prentice-Hall (Pearson).
- NTN - SNR. (2015). *NTN-SNR Linear motion; Rodamientos lineales de bolas*. [www.ntn-snr.com](http://www.ntn-snr.com)
- Nutec, M. A. (2016). *Desarrollo óptimo de la pollita de reemplazo. Bases para una producción eficiente del huevo. Despique*. <https://www.engormix.com/avicultura/articulos/desarrollo-optimo-pollita-reemplazo-t33221.htm>
- Pelleg, J. (2013). *Mechanical properties of materials* (Primera). Springer Netherlands.

<https://doi.org/10.1007/978-94-007-4342-7>

Pronavicola. (2016a). *El despique: Actividad única pero determinante en el desempeño productivo de lotes*. [www.pronavicola.com](http://www.pronavicola.com)

Pronavicola. (2016b). *Funcionamiento, manejo y mantenimiento de despicadoras. Webinar 16*. [www.pronavicola.com](http://www.pronavicola.com)

Pytel, A., & Singer, F. L. (2010). *Resistencia de materiales* (F. Paniagua Bocanegra (ed.); Cuarta). Alfaomega.

Reyes Villavicencio, A. G. (2017). *Diseño de un sistema semiautomático para lavado de botellas de vidrio tipo III, de 750 ml de capacidad*. Universidad Nacional de Loja.

Robbins, A. H., & Miller, W. C. (2008). *Análisis de circuitos, teoría y práctica* (M. en C. G. Pérez López (ed.); Cuarta). CENGAGE, Learning. <http://latinoamerica.cengage.com>

Rothbart, H. A. (2004). *Cam design handbook (manual para el diseño de levas)*. MCGRAW-HILL/HANDBOOKS. <https://doi.org/10.1036/0071433287>

Silva Cueva, C. (2015). *Diseño y cálculo de una máquina para producir briquetas a partir de cascarillas de arroz*. Loja.

Solórzano Castillo, B. A. (2014). *Construcción de un modelo matemático integral de un compresor de tipo reciprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinado a procesos especiales*. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría CUJAE.

Triola, M. F. (2018). *Estadística* (G. Montes Sifuentes, A. de la Rosa Elizalde, & J. S. Acosta Rodríguez (eds.); Decimosegu). Pearson.

Truper. (2021). *Cuchillas para cepillos de madera*. [www.truper.com](http://www.truper.com)

Vanegas Useche, L. V. (2018). *Diseño de elementos de máquinas* (Primera). Editorial UTP, Universidad Tecnológica de Pereira.

Velásquez Salazar, F. J. (2018). *Caracterización de las propiedades mecánicas del duralón*. UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE.

Young, H. D., Freedman, R. A., & Ford, A. L. (2009). *Física universitaria* (R. Fuerte Rivera, F. Hernández Carrasco, & E. Trejo Hernández (eds.); Decimosegu). PEARSON EDUCACIÓN.

## **11. ANEXOS**

### **Anexo 1:**

## **ENSAYO PARA EL RECONOCIMIENTO DE LA FORMA GEOMÉTRICA DE LOS PICOS DE LOS POLLOS**

### **INTRODUCCIÓN**

El presente ensayo se lo realiza para poder visualizar y conocer la forma geométrica de los picos de los pollos destinados al despique. Esto con el fin de establecer parámetros de medida, que luego ayudarán a diseñar de manera correcta un mecanismo de corte y cauterización eficaz.

### **HIPÓTESIS**

La geometría de los picos de los pollos es de naturaleza idéntica y proporcionada entre sus respectivas dimensiones, sin importar la edad ni el tamaño del animal.

### **MATERIALES**

- Cuarenta pollos de 1 a 3 semanas de edad de una granja avícola local.
- Cuarenta pollos de 4 a 5 semanas de edad de una granja avícola local.
- Cuarenta pollos de 7 a 8 semanas de edad de una granja avícola local.
- Celular o cámara fotográfica.
- Libreta de mano.

### **PROCEDIMIENTO**

- Tomar de uno en uno los cuarenta pollos de 1 a 3 semanas de edad, visualizando su pico: de frente, por ambos lados (izquierdo y derecho), por debajo y dentro del mismo.
- Hacer lo mismo con los pollos de 4 a 5 y 7 a 8 semanas de edad respectivamente.
- Establecer si los picos cuentan con una geometría singular y/o bien definida.

### **RESULTADOS**

Luego de observar detenidamente los picos de las diferentes edades de los pollos, se tiene que estos son de la misma forma geométrica en su totalidad. Teniendo los picos cerrados, se reconoce

que la sección transversal desde la base de la cabeza hasta la punta del pico de cada uno, es de forma triangular y disminuye conforme este se termina, a la vez que adopta una pequeña inclinación hacia abajo

Por otro lado, observando el pico abierto de los pollos, se tiene que la distancia entre la zona con irrigación sanguínea y el final de este, aumenta con la edad de los animales de manera uniforme.

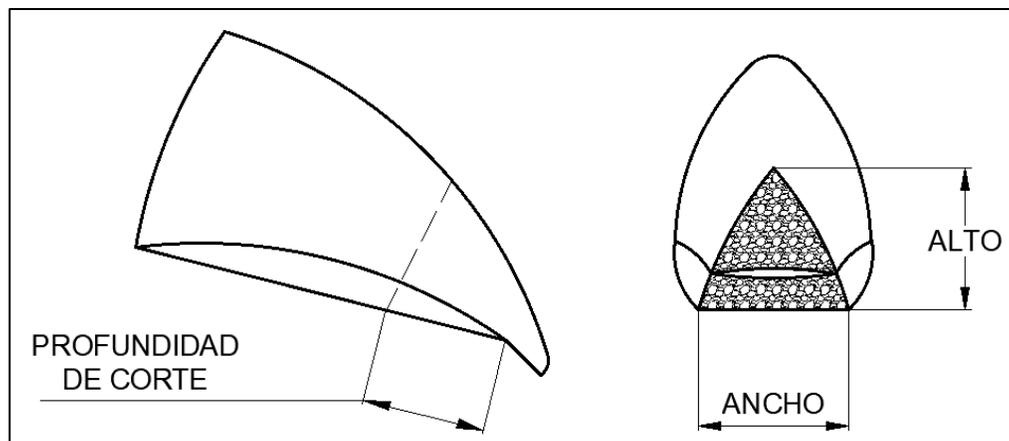
Fotografías del ensayo para reconocer la geometría del pico de los pollos:



## CONCLUSIONES

- Mediante el ensayo se pudo observar que la forma y geometría de los picos es de sección triangular, la cual se hace más pequeña conforme se termina y adopta también una pequeña inclinación hacia abajo.
- El ensayo permitió reconocer los parámetros o medidas que están presentes al realizar el corte o despique en los pollos, los cuales son: la profundidad de corte, ancho y alto. Los mismos que aumentan de forma proporcional con la edad de los animales.

Patrón geométrico de los picos de los pollos de manera general y parámetros de corte:



Elaborado por el autor.

## **Anexo 2:**

### **PRÁCTICA 1, PARÁMETROS DE CORTE EN LOS PICOS DE LOS POLLOS**

#### **INTRODUCCIÓN**

La presente práctica se la realiza para obtener las dimensiones de los parámetros de corte en los picos de los pollos, las mismas que son: alto, ancho y profundidad. Estas medidas permitirán calcular sus respectivas medias aritméticas con las cuales se podrá diseñar el mecanismo de corte y cauterización de la máquina despicadora.

#### **OBJETIVO**

- Obtener los parámetros o medidas de corte en los picos de los pollos: alto, ancho y profundidad; de ejemplares de entre 1 a 3, 4 a 5 y 7 a 8 semanas de edad respectivamente.

#### **MATERIALES**

- Cuarenta pollos de 1 a 3 semanas de edad de una granja avícola local.
- Cuarenta pollos de 4 a 5 semanas de edad de una granja avícola local.
- Cuarenta pollos de 7 a 8 semanas de edad de una granja avícola local.
- Celular o cámara fotográfica.
- Regla milimétrica de 7 cm de largo y 0.5 cm de ancho.
- Calibrador o pie de rey.
- Libreta de mano.

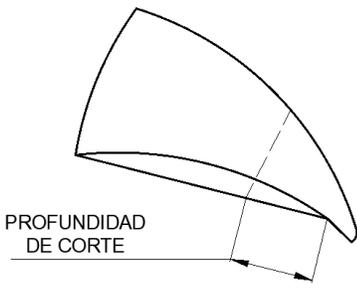
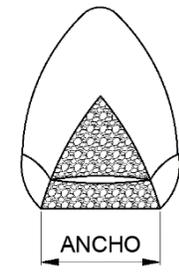
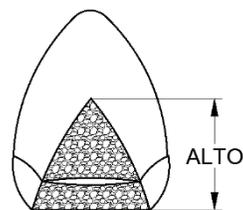
#### **PROCEDIMIENTO**

- Tomar con cuidado y de uno en uno cuarenta pollos de 1 a 3 semanas de edad, abrir el pico del animal y suavemente introducir la regla milimetrada desde el borde del maxilar inferior y medir la distancia desde ahí hasta la zona con irrigación sanguínea.
- Marcar la distancia anterior con un marcador o esferográfico sobre el contorno del maxilar superior. Luego sobre esta marca, con el calibrador y el pico cerrado, medir el alto y el ancho del pico (estas dos últimas medidas son perpendiculares a la primera).
- Repetir los dos pasos antes dichos con los pollos de 4 a 5 y 7 a 8 semanas de edad.

## RESULTADOS

**Tabla 4**

*Muestras de los parámetros de corte en los picos de los pollos*

Nro. de pollo s	 PROFUNDIDAD DE CORTE (mm) Distancia desde el borde del maxilar inferior hasta la zona con irrigación sanguínea.			 ANCHO (mm)			 ALTO (mm)		
	Semanas de Edad			Semanas de Edad			Semanas de Edad		
	1 - 3	4 - 5	7 - 8	1 - 3	4 - 5	7 - 8	1 - 3	4 - 5	7 - 8
1	5	7	13	6	8.5	14.4	3.9	7.5	11
2	3.7	7.2	13.1	5.4	8.2	14	3.1	7	10
3	3.7	9	12.8	5	8.4	13.5	2.9	6	10.5
4	5.1	8.5	12.2	5.1	8.1	12.9	4.3	7.1	10.1
5	5.6	9	13.5	4.2	8.3	13.5	3.3	6.1	10.7
6	4.1	9	13.1	4.5	9	12.5	3.8	6.5	11.2
7	3.2	7.8	13	4.9	8	12.4	4.1	6.3	10.3
8	3.7	8.4	12.6	4.5	9.3	13.8	5.2	6.5	10
9	3.9	7.5	12.4	4.3	9.1	12.6	3.9	6.2	10.7
10	4.1	9.1	12.7	4	9.2	13.5	3.2	6	10.1
11	3.6	8.6	12.7	4.2	8.5	14	3.6	7	11.3
12	5.4	8.9	12.9	5.3	8.5	12.4	2.6	7.5	10.6

13	3.7	9	12.7	4.6	9.2	12.9	4.2	7.2	10.5
14	5	9	12.2	5	9.1	14	4.7	6.3	10.5
15	4.1	8.9	13	4.9	9.3	13.8	3.1	6.5	10.8
16	3.8	7.1	12.2	3.7	9	14	3.7	7.2	10.5
17	3.8	7	12.8	3.5	8	12.8	3.8	6.4	10.5
18	3.5	8.5	13.2	5.8	8.5	13.6	4.6	6	10
19	3.7	9	13	4.8	8.3	14.2	4.3	6.5	10.8
20	3.9	7.6	13.2	5.5	8.5	12.5	4	7	11.3
21	5.8	7.8	12.8	5.9	8.2	14.2	3.5	7.2	11.1
22	5.9	9	12.7	5.8	8.4	13.8	3	7	10.1
23	3.8	8.5	12.2	5.1	8.1	13.1	4.5	7.4	10.3
24	3.7	7.1	12.2	4.8	8.3	13.4	3	6.3	10.6
25	4.5	7.2	12.8	5.2	9	13.2	4.6	7.4	10.7
26	4.1	8.9	13	3.5	8	12.5	4.7	6.4	10.2
27	5.2	9	12.2	4.4	9.3	14.2	4	6.5	10.6
28	4.2	9	12.7	4.5	9.1	13.6	3.5	6	11.2
29	4.9	8.9	12.8	3.5	9.2	13.5	4.5	7.1	11
30	3.6	8.6	12.7	4.3	8.5	12.5	4.1	7.5	10.2
31	4.1	9.1	12.7	5.5	8.2	12.4	4.3	7.5	11.1
32	4	7.5	12.9	3.9	8.5	13.8	3.1	7.4	10
33	3.7	9	12.7	3.7	8	12.6	3.3	6.4	10.6
34	3.2	7.2	12.2	4.9	8.5	13.5	4.2	6.2	10.9
35	4.1	8.9	13	4.5	9.1	14	4.3	7.3	10.4
36	5.1	8.4	12.2	5	8.7	12.4	3.3	7.5	11.2
37	5.8	9	12.8	4.8	9.4	12.9	4.1	7.2	11
38	4.7	9.2	12.7	5.1	8.2	14	4	6.1	10.7
39	4	8.5	12.2	5.9	9	13.8	4.3	6.5	10.8
40	5.6	9.1	13	4	8.5	14	4.3	6	10.2

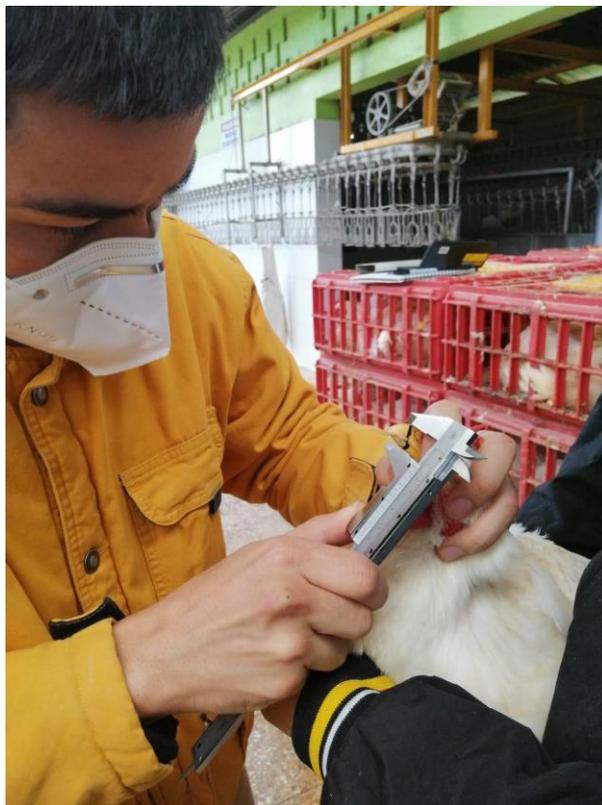
Elaborado por el autor.

## CONCLUSIÓN

- Procediendo con cuidado y mediante el empleo de la regla milimétrica y el calibrador, se pudo obtener satisfactoriamente las dimensiones de los picos de los pollos: alto, ancho y profundidad de corte; de cuarenta ejemplares de entre 1 a 3, 4 a 5 y 7 a 8 semanas de edad respectivamente.

Fotografías de la práctica donde se muestra la medición de los parámetros de corte en los picos.





### **Anexo 3:**

## **ENSAYO PARA RECONOCER CÓMO ESTÁ FORMADO EL PICO DE LOS POLLOS INTERNAMENTE**

### **INTRODUCCIÓN**

El presente ensayo se lo realiza para poder conocer cómo está constituida la estructura del pico de los pollos internamente. Esto se hace con el propósito de proponer de una manera adecuada y fundamentada, un mecanismo que permita cortarlo de forma eficaz.

### **MATERIALES**

- Quince cabezas de pollos adultos muertos, obtenidas de un camal de pollos local.
- Cuchilla estilete o bisturí.
- Tabla para picar de cocina.
- Celular o cámara fotográfica.
- Libreta de mano.

### **PROCEDIMIENTO**

- Colocar la cabeza del pollo sobre la tabla de cocina, y realizar un corte transversal en el pico. El corte debe ser lo más limpio y uniforme posible.
- Repetir el paso anterior con las demás cabezas.
- Visualizar y reconocer cómo es la estructura interna en cada uno de los picos.

### **RESULTADOS**

Luego de realizar y observar detenidamente los cortes, se tiene que el pico de los pollos sí presenta una estructura interna uniforme. También se puede reconocer que presenta cierto grado de porosidad. Por otra parte, se evidencia muy claramente que su estructura se compone casi por completo, por finas fibras de aspecto óseo-gelatinoso, dispuestas y orientadas de manera longitudinal a este.

Las fotografías del ensayo son las siguientes:





## CONCLUSIÓN

- La estructura interna del pico de los pollos es de naturaleza fibrosa. Cuyas fibras internas muy delgadas, están dispuestas de manera longitudinal al mismo.

## **Anexo 4:**

### **ENSAYO PARA CONOCER LA FUERZA DE DESPIQUE**

#### **INTRODUCCIÓN**

El presente ensayo se lo realiza para poder medir cuál es la fuerza máxima de despique, es decir la fuerza máxima necesaria para cortar el pico de un pollo. Esto se lo realiza solo en pollos adultos, debido a que la fuerza para despicar un pollo adulto debe ser obviamente mayor a la que se requiere para un pollo mediano o pequeño.

#### **MATERIALES**

- Treinta cabezas de pollos adultos muertos, obtenidas de un camal de pollos local.
- Cuchilla de cepillo para madera o similar
- Balanza de gancho.
- Pedal mecánico de subida y bajada vertical.
- Celular o cámara fotográfica.
- Libreta de mano.

#### **PROCEDIMIENTO**

- Elaborar una pequeña estructura de madera o acero, que permita montar la cuchilla, la balanza y el pedal; los tres conectados en serie y de forma vertical. La cuchilla debe reposar sobre una base de plástico o madera.
- Tomar la cabeza del pollo, colocar su pico sobre la base, presionar el pedal, cortarlo, y registrar la fuerza máxima que marque la balanza.
- Realizar el paso anterior con todas las cabezas restantes.
- En caso de que exista mucha diferencia en las lecturas, repetir nuevamente el ensayo con más cabezas.

#### **RESULTADOS**

Luego de cortar y registrar las mediciones de las fuerzas de corte, se tiene que no existe ninguna diferencia considerable en las lecturas. Las mismas que se encontraron solo entre 22.5 y 24 lb fuerza.

Las fotografías del ensayo son las siguientes:





### CONCLUSIÓN:

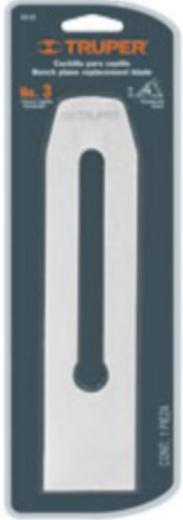
- La fuerza para despicar un pollo adulto no es mayor a 25 lb fuerza.

## Anexo 5: Cuchilla para cepillo de madera

Locaciones y eventos ▾ Ideas y espacios ▾ Servicios

**-19% CONSULTA NUESTROS HORARIOS TEMPORALES EN TIENDA** **ENVÍO GRATIS EN TUS COMPRAS EN LÍNEA A PARTIR DE \$499** [Ver más ▶](#)

Herramientas manuales / [Herramientas de corte y desbaste](#)



TRUPER SKU#472101

### CUCHILLA REPUESTO PARA CEPILLO

Cuchilla de acero alto carbono 1095. Dureza de 55 Rc. Con filo rectificado a 26°. Medida No. 3.

[Información del producto ▾](#) [Opiniones de clientes ▾](#)

0 Disponibles para compra en línea

**Producto no disponible**  
Puedes descubrir otros productos similares dentro de esta categoría

[Ver categoría](#)

Fotografía ilustrativa  
Todos nuestros precios incluyen I.V.A.

Tomado de (Truper, 2021).

**Anexo 6:** Tabla de Características mecánicas de los materiales en función de su denominación.

$m_a$ $t_e$	$E_e$	$\sigma_{ced_e}$	$\sigma_{comp_e}$	$\sigma_{-1_e}$	$\sigma_{-1_c_e}$	$\sigma_{ut_e}$	$\tau_{ced_e}$	$\tau_{-1_e}$	$\tau_{ut_e}$	$\rho_e$	$c_{m_e}$	$E_{me_e}$	$\alpha_e$	$k_{calor_e}$
	(Gpa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(Kg/m <sup>3</sup> )	(USD/kg)	kWh/m <sup>3</sup>	-	W/m °K
Hierro gris (C-20)	66.15	-	572.0	69.0	290	152	-	48.64	179	7272	5.00*	1500	-	52
Hierro gris (C-30)	89.57	-	752.0	96.5	380	221	-	71.04	276	7272	6.00*	1500	-	52
Hierro dúctil **	158.50	324.0	359.0	206.7	182	448		143.36	337	6900	6.20*	1500	0.010	43
Acero AISI 10-20	206.80	207.0	312.0	189.3	153	379	120	109.91	226	7800	2.50*	2500	0.010	54
Acero inoxidable (AISI 304)	189.60	276.0	333.1	234.0	184**	568	150	164.72	334	7800	4.81*	1389	0.010	73
Aluminio fundido (molde)	70.90	172.0	137.8	83.0	45**	234	-	51.48	193	2702	9.00*	240	0.025	164
Aluminio fundido (aren)	70.90	165.0	124.1	69.0	40**	248	-	54.56	180	2702	10.00*	240	0.025	164
Aluminio aleado**	71.70	73.0	145.3	90.0	47	182	-	40.04	203	2800	12.00*	278	0.025	164
Bronce fosforado**	111.00	131.0	186.1	213.0	79	324	-	87.48	-	8010	32.30*	888	0.020	56
Bronce al aluminio**	101.00	310.0	317.1	194.5	134	565	-	152.55	-	8666	28.23*	888	0.020	83
PTFE (DIN 53479)	0.70	25.3	41.4	-	-	34.5	-	-	-	2100	78.80*	-	-	0.25

*Nota:* (\*) Precio aproximado, puede variar de acuerdo a distribuidor del componente. (\*\*) Características promedio, para mayor información consultar material específico. (\*\*) Características promedio. Tomado de (Solórzano Castillo, 2014).

**Anexo 7:** Propiedades mecánicas de algunos aceros para cuchillería, aleados y especiales.

I: AISI Number*	Treatment	Tensile Strength		Yield Strength		Elongation (%)	Reduction in Area (%)	Brinell Hardness, $H_B$	Izod Impact Strength	
		MPa	ksi	MPa	ksi				J	ft · lb
1015	As-rolled	420.6	61.0	313.7	45.5	39.0	61.0	126	110.5	81.5
	Normalized	424.0	61.5	324.1	47.0	37.0	69.6	121	115.5	85.2
	Annealed	386.1	56.0	284.4	41.3	37.0	69.7	111	115.0	84.8
1020	As-rolled	448.2	65.0	330.9	48.0	36.0	59.0	143	86.8	64.0
	Normalized	441.3	64.0	346.5	50.3	35.8	67.9	131	117.7	86.8
	Annealed	394.7	57.3	294.8	42.8	36.5	66.0	111	123.4	91.0
1030	As-rolled	551.6	80.0	344.7	50.0	32.0	57.0	179	74.6	55.0
	Normalized	520.6	75.5	344.7	50.0	32.0	60.8	149	93.6	69.0
	Annealed	463.7	67.3	341.3	49.5	31.2	57.9	126	69.4	51.2
1040	As-rolled	620.5	90.0	413.7	60.0	25.0	50.0	201	48.8	36.0
	Normalized	589.5	85.5	374.0	54.3	28.0	54.9	170	65.1	48.0
	Annealed	518.8	75.3	353.4	51.3	30.2	57.2	149	44.3	32.7
1050	As-rolled	723.9	105.0	413.7	60.0	20.0	40.0	229	31.2	23.0
	Normalized	748.1	108.5	427.5	62.0	20.0	39.4	217	27.1	20.0
	Annealed	636.0	92.3	365.4	53.0	23.7	39.9	187	16.9	12.5
1095	As-rolled	965.3	140.0	572.3	83.0	9.0	18.0	293	4.1	3.0
	Normalized	1013.5	147.0	499.9	72.5	9.5	13.5	293	5.4	4.0
	Annealed	656.7	95.3	379.2	55.0	13.0	20.6	192	2.7	2.0
1118	As-rolled	521.2	75.6	316.5	45.9	32.0	70.0	149	108.5	80.0
	Normalized	477.8	69.3	319.2	46.3	33.5	65.9	143	103.4	76.3
	Annealed	450.2	65.3	284.8	41.3	34.5	66.8	131	106.4	78.5

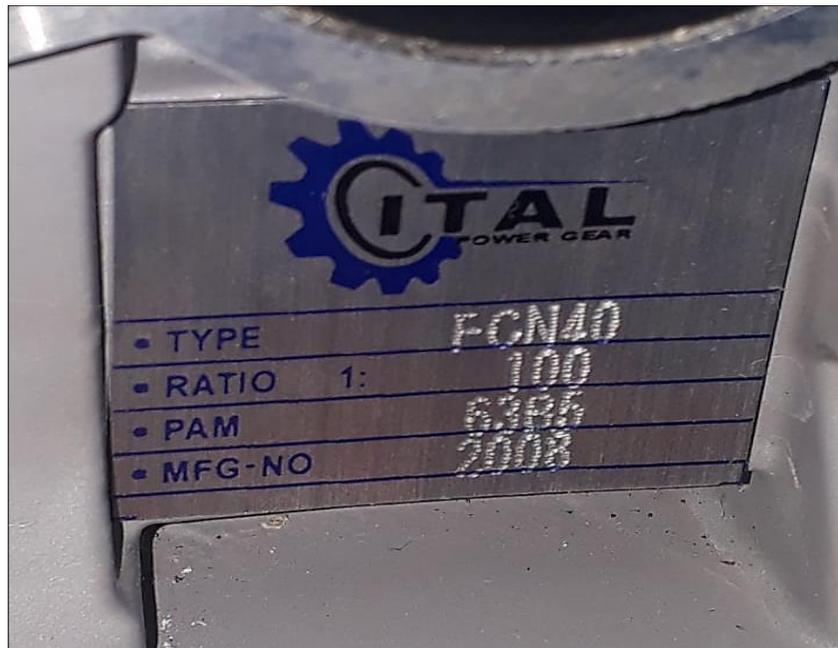
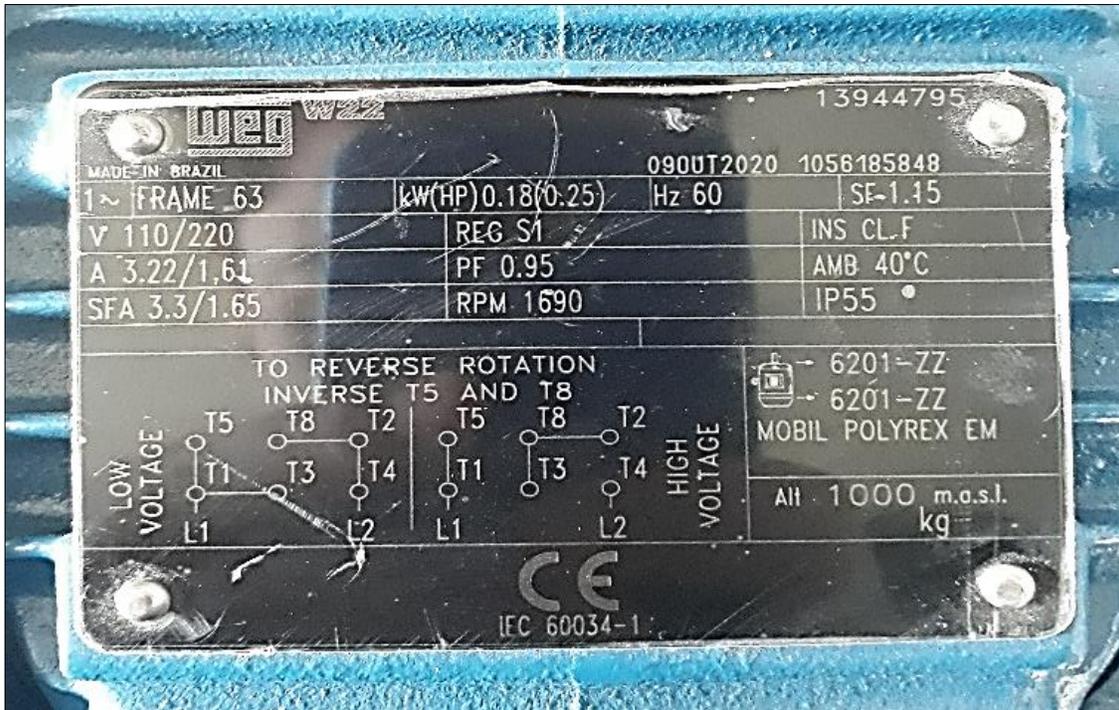
*Nota:* La resistencia a la fluencia del acero AISI-1095 normalizado es de 499.9 MPa (Yield Strength en inglés) y su resistencia última a la tracción (Tensile Strength) es de 1013.5MPa. Tomado de (Pelleg, 2013).

## Anexo 8: Propiedades del Grilón y medidas comerciales.

PLÁSTICOS DE INGENIERÍA		Nylon y teflón																																																																			
<b>► Nylon</b>																																																																					
<b>Información general</b>																																																																					
<p>Es uno de los polímeros más comunes en su uso. Se denomina técnicamente poliamidas, por los grupos amida en su cadena principal. Todas las poliamidas absorben agua con el tiempo, por lo que se requiere tener cuidado en las medidas finales de las piezas y dejar las tolerancias adecuadas.</p> <p>La velocidad lineal de deslizamiento sin lubricación no debe ser más de 2m/ s. Existen poliamidas que pueden estar mezcladas con grafito, aceite, bisulfuro de molibdeno, etc. que pueden mejorar el resultado al deslizamiento. Tiene las siguientes características:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta resistencia mecánica.</li> <li>• Buena resistencia a la fatiga.</li> <li>• Buena características al deslizamiento.</li> <li>• Resistencias al desgaste.</li> </ul> <p>Sus nombres comerciales más comunes son: <b>Grilon, Nylon, Ertalon, Sustamid, etc.</b></p>																																																																					
<b>Medidas en stock</b>																																																																					
<b>Redondo</b>		<b>Planchas</b>																																																																			
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Redondo (mm)</th> <th>Peso (kg/m)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>12</td><td>0,1</td></tr> <tr><td>15</td><td>0,2</td></tr> <tr><td>16</td><td>0,2</td></tr> <tr><td>20</td><td>0,4</td></tr> <tr><td>25</td><td>0,6</td></tr> <tr><td>30</td><td>0,8</td></tr> <tr><td>35</td><td>1,1</td></tr> <tr><td>40</td><td>1,4</td></tr> <tr><td>50</td><td>2,2</td></tr> <tr><td>55</td><td>2,7</td></tr> </tbody> </table>	Redondo (mm)	Peso (kg/m)	12	0,1	15	0,2	16	0,2	20	0,4	25	0,6	30	0,8	35	1,1	40	1,4	50	2,2	55	2,7	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Redondo (mm)</th> <th>Peso (kg/m)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>60</td><td>3,2</td></tr> <tr><td>65</td><td>3,8</td></tr> <tr><td>70</td><td>4,4</td></tr> <tr><td>75</td><td>5,0</td></tr> <tr><td>80</td><td>5,7</td></tr> <tr><td>100</td><td>9,0</td></tr> <tr><td>120</td><td>12,9</td></tr> <tr><td>150</td><td>20,1</td></tr> <tr><td>200</td><td>35,8</td></tr> </tbody> </table>	Redondo (mm)	Peso (kg/m)	60	3,2	65	3,8	70	4,4	75	5,0	80	5,7	100	9,0	120	12,9	150	20,1	200	35,8	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Espesor (mm)</th> <th>Formato</th> <th>Peso (kg/2000 mm)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>5</td><td>1000 x 2000</td><td>11,4</td></tr> <tr><td>6</td><td>1000 x 2000</td><td>13,7</td></tr> <tr><td>10</td><td>1000 x 2000</td><td>22,8</td></tr> <tr><td>12</td><td>1000 x 2000</td><td>27,4</td></tr> <tr><td>15</td><td>1000 x 2000</td><td>34,2</td></tr> <tr><td>20</td><td>1000 x 2000</td><td>45,6</td></tr> <tr><td>25</td><td>1000 x 2000</td><td>57,0</td></tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center;">Nota: las planchas tienen 2000 mm de longitud</p>	Espesor (mm)	Formato	Peso (kg/2000 mm)	5	1000 x 2000	11,4	6	1000 x 2000	13,7	10	1000 x 2000	22,8	12	1000 x 2000	27,4	15	1000 x 2000	34,2	20	1000 x 2000	45,6	25	1000 x 2000	57,0	
Redondo (mm)	Peso (kg/m)																																																																				
12	0,1																																																																				
15	0,2																																																																				
16	0,2																																																																				
20	0,4																																																																				
25	0,6																																																																				
30	0,8																																																																				
35	1,1																																																																				
40	1,4																																																																				
50	2,2																																																																				
55	2,7																																																																				
Redondo (mm)	Peso (kg/m)																																																																				
60	3,2																																																																				
65	3,8																																																																				
70	4,4																																																																				
75	5,0																																																																				
80	5,7																																																																				
100	9,0																																																																				
120	12,9																																																																				
150	20,1																																																																				
200	35,8																																																																				
Espesor (mm)	Formato	Peso (kg/2000 mm)																																																																			
5	1000 x 2000	11,4																																																																			
6	1000 x 2000	13,7																																																																			
10	1000 x 2000	22,8																																																																			
12	1000 x 2000	27,4																																																																			
15	1000 x 2000	34,2																																																																			
20	1000 x 2000	45,6																																																																			
25	1000 x 2000	57,0																																																																			
* Medidas y pesos son teóricos IVAN BOHMAN C.A. facturará al peso del material una vez efectuado el corte																																																																					
<b>► Teflón</b>																																																																					
<b>Información general</b>																																																																					
<p>Capaz de reunir características como: temperatura hasta 260 °C, soporta casi todos los productos químicos, bajo coeficiente de rozamiento. Se debe cuidar de sus baja resistencia a la compresión.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Es el plástico más resistente a la fricción.</li> <li>• El mayor resistencia química.</li> <li>• Aislamiento eléctrico.</li> <li>• Apto para contacto con alimentos.</li> </ul>																																																																					
<b>Propiedades</b>		<b>Medidas en stock</b>																																																																			
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Propiedades</th> <th></th> <th>NYLON 6A</th> <th>PTFE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Propiedades físicas</td> <td>Densidad g/cm<sup>3</sup></td> <td>1.14</td> <td>2.14 - 2.20</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Absorción de agua %</td> <td>1.80</td> <td>0.01</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Resistencia a la tensión kg/cm<sup>2</sup></td> <td>720 - 840</td> <td>140 - 350</td> </tr> <tr> <td>Propiedades mecánicas</td> <td>Dureza Rockwell HDR</td> <td>D75 - 80</td> <td>D55</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Resistencia al impacto IZOD kg cm/cm con notch</td> <td>18.0 - 25.0</td> <td>2.5 - 2.7</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Coefficiente de fricción</td> <td>0.37</td> <td>0.10 - 0.04</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Coefficiente lineal de expansión X 10.5 / °C</td> <td>8.0</td> <td>7.0 - 10.0</td> </tr> <tr> <td>Propiedades térmicas</td> <td>Conductividad térmica kcal/m. Hr. °C</td> <td>0.18</td> <td>6.00</td> </tr> </tbody> </table>	Propiedades		NYLON 6A	PTFE	Propiedades físicas	Densidad g/cm <sup>3</sup>	1.14	2.14 - 2.20		Absorción de agua %	1.80	0.01		Resistencia a la tensión kg/cm <sup>2</sup>	720 - 840	140 - 350	Propiedades mecánicas	Dureza Rockwell HDR	D75 - 80	D55		Resistencia al impacto IZOD kg cm/cm con notch	18.0 - 25.0	2.5 - 2.7		Coefficiente de fricción	0.37	0.10 - 0.04		Coefficiente lineal de expansión X 10.5 / °C	8.0	7.0 - 10.0	Propiedades térmicas	Conductividad térmica kcal/m. Hr. °C	0.18	6.00		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Redondo (mm)</th> <th>Peso (kg/m)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>30</td><td>1,7</td></tr> <tr><td>40</td><td>3,0</td></tr> <tr><td>50</td><td>4,7</td></tr> <tr><td>55</td><td>5,7</td></tr> <tr><td>60</td><td>6,8</td></tr> <tr><td>65</td><td>7,9</td></tr> <tr><td>70</td><td>9,2</td></tr> </tbody> </table>	Redondo (mm)	Peso (kg/m)	30	1,7	40	3,0	50	4,7	55	5,7	60	6,8	65	7,9	70	9,2															
Propiedades		NYLON 6A	PTFE																																																																		
Propiedades físicas	Densidad g/cm <sup>3</sup>	1.14	2.14 - 2.20																																																																		
	Absorción de agua %	1.80	0.01																																																																		
	Resistencia a la tensión kg/cm <sup>2</sup>	720 - 840	140 - 350																																																																		
Propiedades mecánicas	Dureza Rockwell HDR	D75 - 80	D55																																																																		
	Resistencia al impacto IZOD kg cm/cm con notch	18.0 - 25.0	2.5 - 2.7																																																																		
	Coefficiente de fricción	0.37	0.10 - 0.04																																																																		
	Coefficiente lineal de expansión X 10.5 / °C	8.0	7.0 - 10.0																																																																		
Propiedades térmicas	Conductividad térmica kcal/m. Hr. °C	0.18	6.00																																																																		
Redondo (mm)	Peso (kg/m)																																																																				
30	1,7																																																																				
40	3,0																																																																				
50	4,7																																																																				
55	5,7																																																																				
60	6,8																																																																				
65	7,9																																																																				
70	9,2																																																																				

Tomado de (Bohman, 2021).

Anexo 9: Fotografías de las placas de información del motor y reductor adquiridos.



**Anexo 10:** Espesores de planchas de algunos aceros comerciales.

## PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE

### Especificaciones Generales:

<b>Norma:</b>	NTE INEN 115
<b>Espesores:</b>	ASTM A36 - SAE J 403 1008
<b>Espesores:</b>	2mm a 12mm
<b>Rollos:</b>	Ancho 1000, 1220, 1500mm
<b>Planchas:</b>	4 x 8 pies y medidas especiales
<b>Acabado:</b>	Acero Negro



### Calidad Comercial

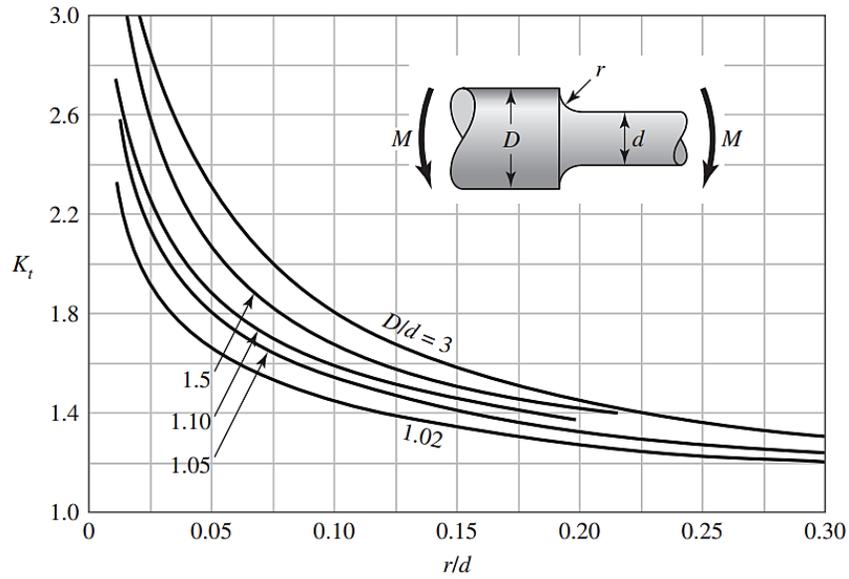
Calidad	Composición Química							Propiedades Mecánicas			Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%AL	%CU	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°	
JIS G3131 SPHC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,05 max	0,02 0,08	0,2 max	270 min	29 min	0= Oe	SAE 1010 ASTM A-569
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,025 max	0,04 max	0,02 0,08	0,2 max				JIS G3132 SPHT1
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,03 max	0,02 0,08	0,2 max				ASTM A-635 ASTM A-570 GRADO 33

### Calidad Estructural

Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas					Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alarga- miento %	Doblado 180°		
ASTM A-588M Grado A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min			
ASTM A-283 Grado C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015	
JIS G-3101 5541 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36	
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min			

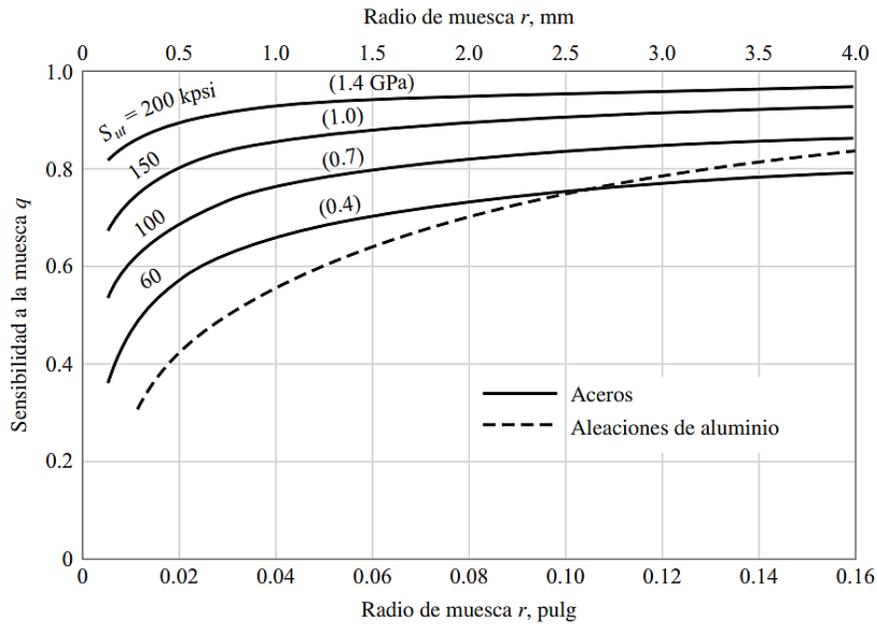
Tomado de (DIPAC, 2021).

**Anexo 11:** Gráfica del factor teórico de concentración de esfuerzo  $K_t$  para eje redondo sometido a flexión, con filete en el hombro.



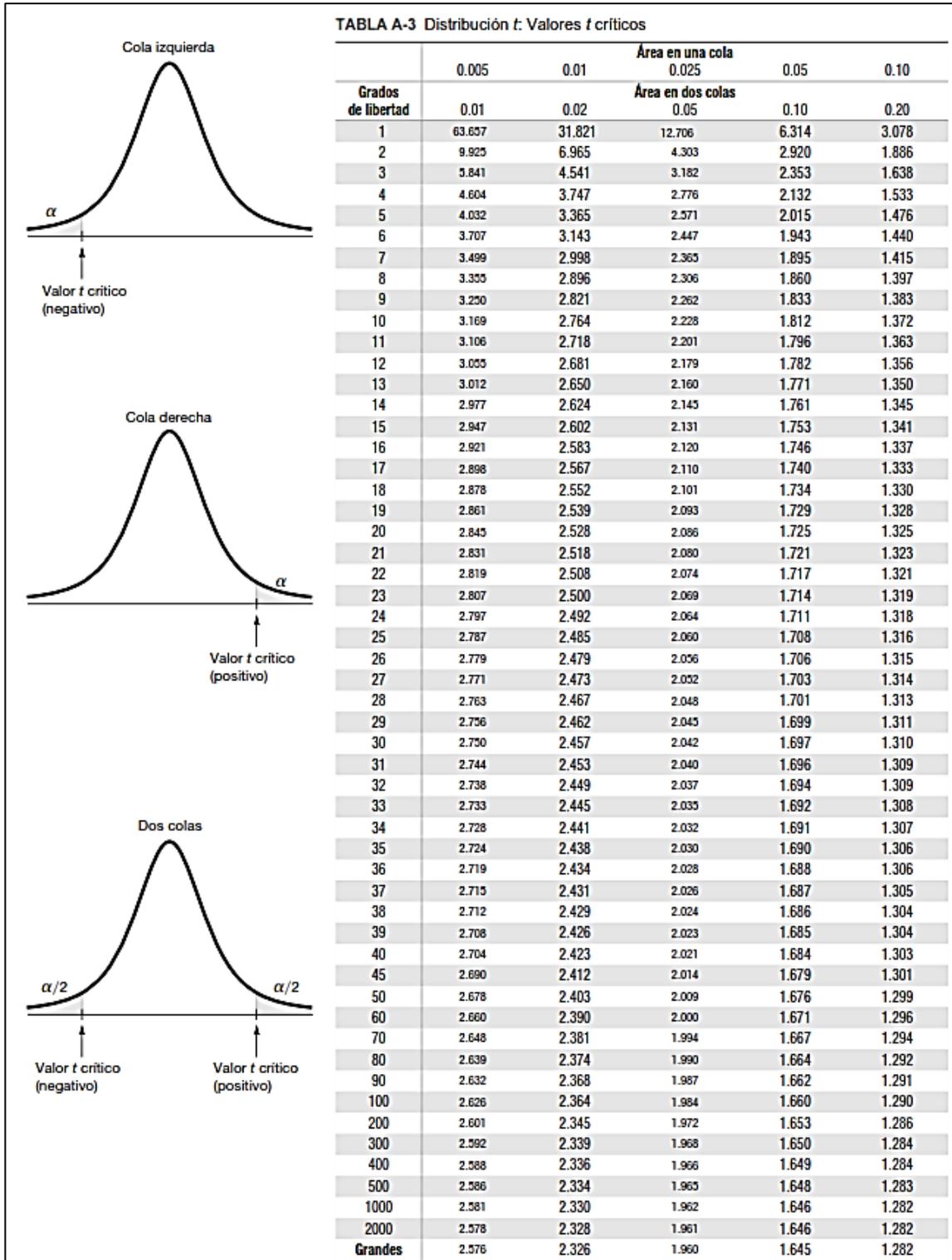
Tomado de (Budynas & Nisbett, 2012).

**Anexo 12:** Gráfica de la sensibilidad a la muesca en aceros y aleaciones de aluminio forjado sometidos a flexión.



Tomado de (Budynas & Nisbett, 2012).

Anexo 13: Tabla estadística, método t-Student.



Tomado de (Triola, 2018).

**Anexo 14:** Rodamientos según catálogo FAG con diámetro interior  $d$  de 10mm.

**Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera**

Eje	Dimensiones							Peso $\approx$ kg	Capacidad de carga		Velocidad límite  min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia
	d	D	B	$r_s$ min	H $\approx$	H <sub>1</sub> $\approx$	J $\approx$		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>		
	mm								kN			
10	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,019	4,55	1,96	34000	32000
	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,019	4,55	1,96	34000	32000
	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,02	4,55	1,96	28000	32000
	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,02	4,55	1,96	19000	
	10	26	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,02	4,55	1,96	19000	
	10	28	8	0,3	21,4	22,5	14,7	0,024	4,55	1,96	34000	
	10	30	9	0,6	24	25	16,6	0,031	6	2,6	32000	26000
	10	30	9	0,6	24	25	16,6	0,031	6	2,6	32000	26000
	10	30	9	0,6	24	25	16,6	0,032	6	2,6	26000	26000
	10	30	9	0,6	24	25	16,6	0,032	6	2,6	17000	
	10	30	9	0,6	24	25	16,6	0,034	6	2,6	17000	
	10	30	14	0,6	23,9	24,9	16,6	0,048	6	2,6	17000	
	10	35	11	0,6	27	28,6	18,1	0,055	8,15	3,45	56000	26000
	10	35	11	0,6	27	28,6	18,1	0,056	8,15	3,45	56000	26000
	10	35	11	0,6	27	28,6	18,1	0,057	8,15	3,45	22000	26000
	10	35	11	0,6	27	28,6	18,1	0,057	8,15	3,45	15000	
	10	35	11	0,6	27	28,6	18,1	0,058	8,15	3,45	15000	

Tomado de (FAG, 2000)

**Anexo 15:** Transformador de microondas, adquirido para la construcción del cauterizador. En el mismo se cambia su bobinado secundario, por un cable grueso con una sola espira (cable color negro).







**Anexo 16:** Amperaje en el secundario del transformador (218 amperios).



**Anexo 17:** Cables tipo TTU.

◀
**Conductor de cobre para 0.6 kV aislado con polietileno (PE) y chaqueta de policloruro de vinilo (PVC), resistente a la humedad y calor. Puede ser enterrado directamente.**
▶

**0.6 kV tipo TTU**

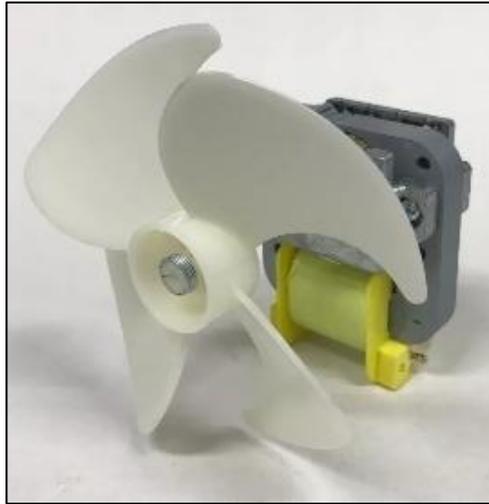
CONDUCTOR			Espesor de Aislamiento (mm)	Espesor de Chaqueta (mm)	Diámetro Externo Aprox. (mm)	Masa total Aprox. (kg / km)	*Capacidad de Corriente (A)
CALIBRE (AWG o kcmil)	Sección Transversal (mm <sup>2</sup> )	No. Hilos					
<b>FORMACIÓN CABLEADO CONCÉNTRICO</b>							
8	8,367	7	1,14	0,38	6,75	104,23	50
6	13,3	7	1,14	0,76	8,47	168,36	65
4	21,15	7	1,14	0,76	9,69	249,12	85
<b>FORMACIÓN UNILAY</b>							
8	8,367	19	1,14	0,38	6,66	103,05	50
6	13,3	19	1,14	0,76	8,36	166,44	65
4	21,15	19	1,14	0,76	9,56	246,34	85
2	33,62	19	1,14	0,76	11,06	370,60	115
1	42,4	19	1,40	1,14	13,22	488,43	130
1/0	53,49	19	1,40	1,14	14,23	602,87	150
2/0	67,44	19	1,40	1,14	15,35	741,79	175
3/0	85,02	19	1,40	1,14	16,61	915,51	200
4/0	107,2	19	1,40	1,14	18,03	1133,05	230

Tomado de (Electro-Cables Ecuador, 2021).

**Anexo 18:** Pruebas en una placa de acero que no soportó la cantidad de corriente de 218 amperios.



**Anexo 19:** Ventilador para refrigeradora 110V AC, 10.5W.



Tomado de (Compra, 2021).

**Anexo 20:** Pruebas en el cauterizador. Temperaturas tomadas en la placa de cauterización, cables del secundario y transformador; las cuales fueron las mismas al inicio y al final del tiempo de prueba de cinco horas.



**Anexo 21:** Coeficientes de fricción entre algunos materiales.

<b>Materiales</b>	<b>Coefficiente de fricción estática, <math>\mu_s</math></b>	<b>Coefficiente de fricción cinética, <math>\mu_k</math></b>
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Latón sobre acero	0.51	0.44
Zinc sobre hierro colado	0.85	0.21
Cobre sobre hierro colado	1.05	0.29
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.40
Cobre sobre vidrio	0.68	0.53
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Teflón sobre acero	0.04	0.04
Hule sobre concreto (seco)	1.0	0.8
Hule en concreto (húmedo)	0.30	0.25

Tomado de (Young, 2009)

**Anexo 22:** Factores de servicio según el tipo de máquina.

<b>Factores de Servicio <math>F_s</math></b>	<b>Accionamiento</b>		
	<b>Motor Eléctrico</b>	<b>M. Alt. Multicilíndrico</b>	<b>M. Alt. Monocilíndrico</b>
Generadores, transportadores de cinta, elevadores, montacargas, batidores, etc.	1	1.25	1.5
Accionamiento de máquinas herramientas, montacargas, mecanismos de giro, agitadores y mezcladores, bombas de embolo etc.	1.25	1.5	1.75
Punzonadoras, zizallas, máquinas laminadoras, dragas de cuchara etc.	1.75	2	2.25

Tomado de (Silva Cueva, 2015)

**Anexo 23:** Método de Pugsley para encontrar un factor de seguridad.

Característica <sup>a</sup>		B =				
		mb	b	r	p	
A = mb	C = {	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C = {	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	C = {	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C = {	mb	1.7	2.15	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

Característica <sup>a</sup>		D =		
		ns	s	ms
E = {	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6

<sup>a</sup> ms = muy serio, s = serio y ns = no serio.  
D = peligro para el personal.  
E = impacto económico.

<sup>a</sup> mb = muy bien, b = bien, r = regular y p = pobre.  
A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección.  
B = control sobre la carga aplicada a la parte.  
C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

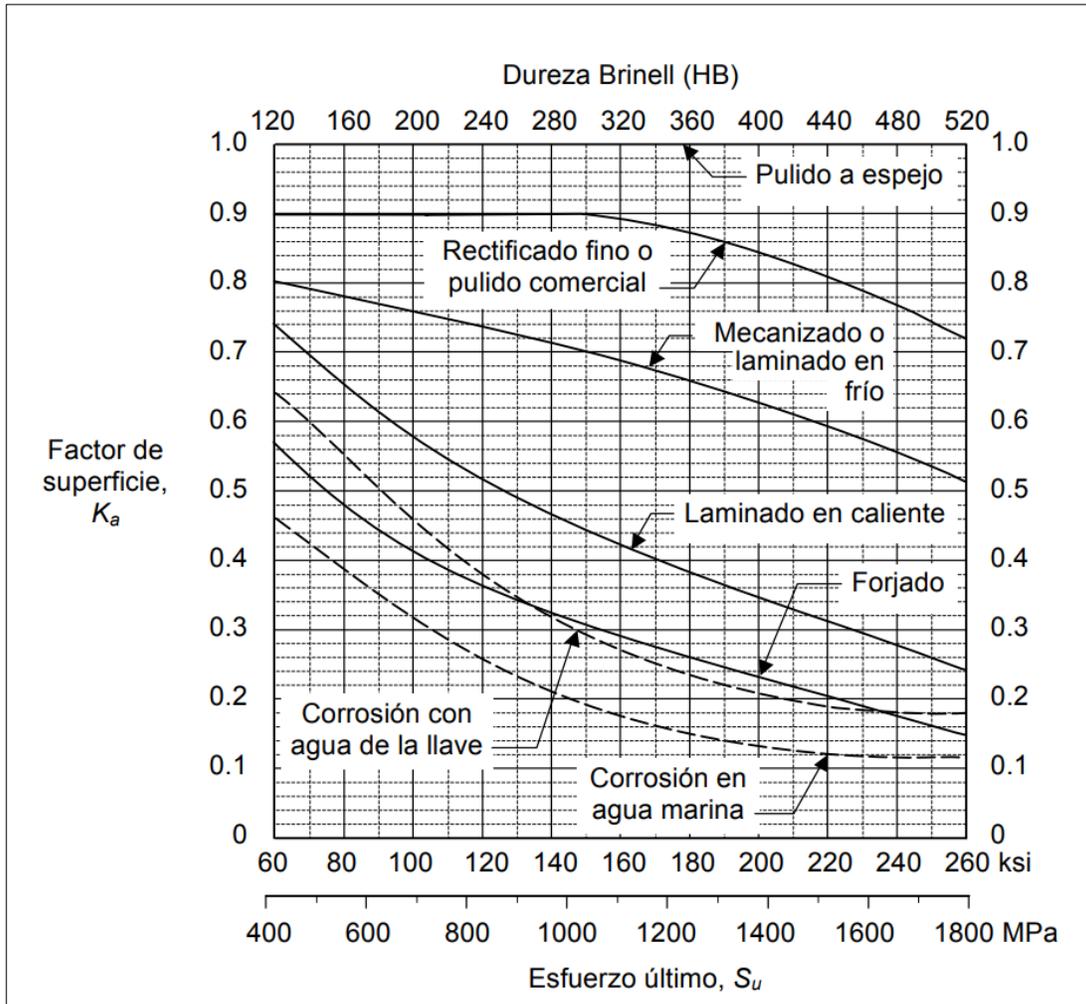
Tomado de (Hamrock, 2000).

**Anexo 24:** Factores de confiabilidad, correspondientes a ocho desviaciones estándar.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tomado de (Budynas & Nisbett, 2012)

**Anexo 25:** Factor  $K_a$ , en función la de dureza y el esfuerzo último del material.



Tomado de (Vanegas Useche, 2018).

**Anexo 26:** Propiedades mecánicas de algunos plásticos de ingeniería.

Material	Modulus of elasticity		Poisson's ratio
	GPa	10 <sup>6</sup> psi	
<b>Polymers</b>			
Poly (vinyl chloride) (PVC):	2.41-4.14	0.35-0.60	0.38
Epoxy:	2.41	0.35	-
Phenolic:	2.76-4.83	0.40-0.70	-
Nylon 6.6:	1.59-3.79	0.230-0.550	0.39
Poly (butylene terephthalate) (PBT):	1.93-3.00	0.280-0.435	-

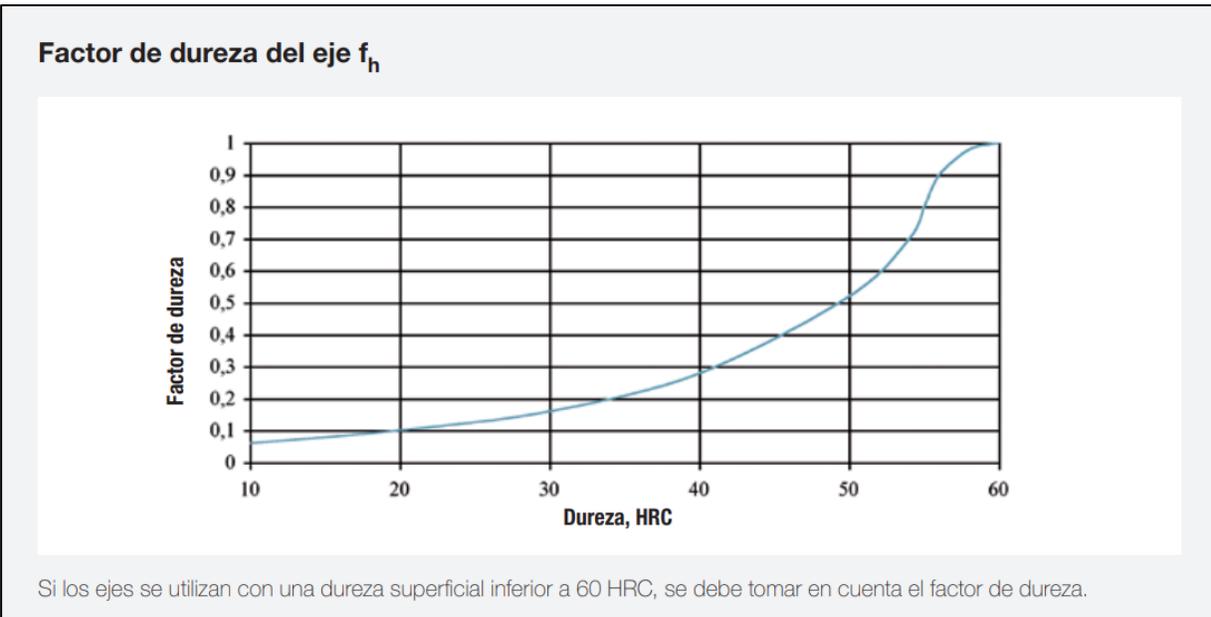
*Nota:* El módulo de Poisson para el Nylon o Poisson's ratio es 0.39. Tomado de (Floral & Peters, 1996).

**Anexo 27:** Capacidades de carga de los rodamientos lineales.

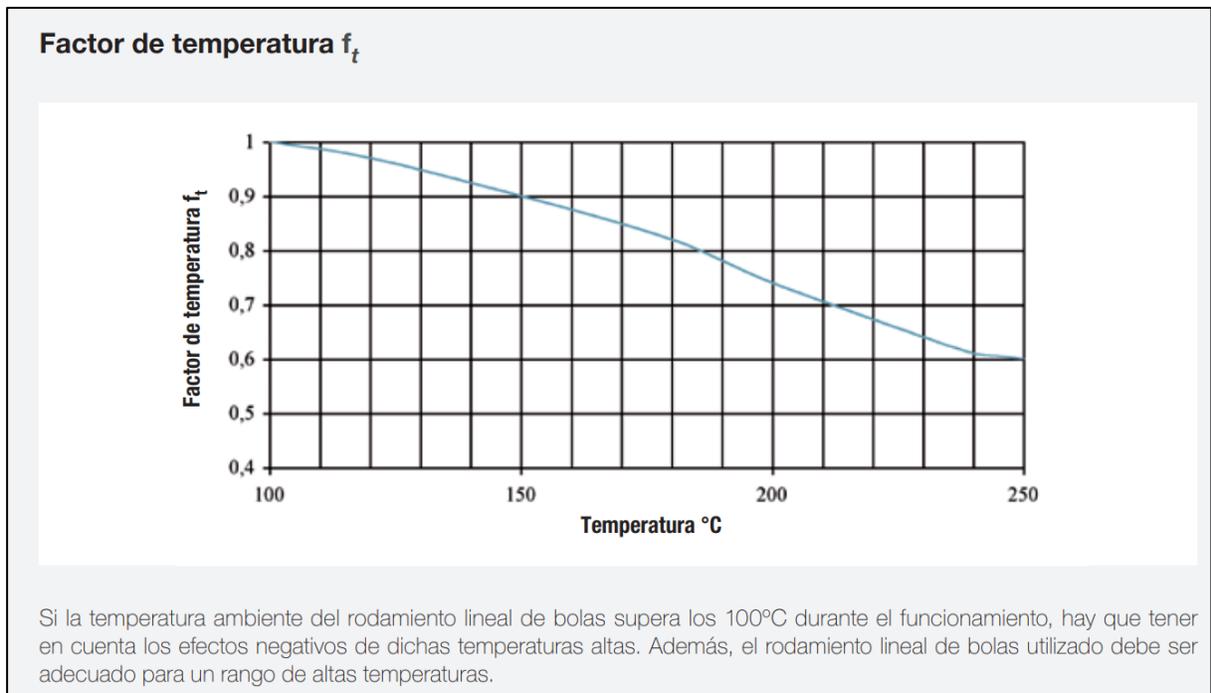
Capacidad de carga dinámica [N]	Capacidad de carga estática [N]	Peso [g]	Referencia
685	1 068	119	<b>LSET8LUU</b>
1 215	1 870	175	<b>LSET10LUU</b>
1 652	2 580	227	<b>LSET12LUU</b>
2 025	3 100	390	<b>LSET16LUU</b>
3 390	5 260	630	<b>LSET20LUU</b>
6 120	9 440	1 210	<b>LSET25LUU</b>
8 860	13 620	1 880	<b>LSET30LUU</b>
10 680	16 460	3 280	<b>LSET40LUU</b>

Tomado de (NTN - SNR, 2015, p. 55)

## Anexo 28: Factores para cálculo de rodamientos lineales.



Tomado de (NTN - SNR, 2015, p.78)



Tomado de (NTN - SNR, 2015, p.78)

### Factor de contacto $f_c$

Si se utilizan varios rodamientos lineales de bolas con una separación prácticamente nula entre ellos, el desplazamiento está influenciado por los pares y la precisión del montaje. Por lo tanto, resulta difícil obtener una distribución homogénea de las cargas. En dicho caso, se deberá tener en cuenta un factor de contacto.

Número de rodamientos lineales de bolas montados juntos	$f_c$
1	1,0
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61

### Factor de carga $f_w$

En general, las máquinas generan vibraciones y choques debido a los movimientos oscilatorios que se producen durante el funcionamiento. Por lo general, resulta difícil determinar con precisión las vibraciones y las cargas de choque causadas por una sucesión de arranques y paradas. Durante el funcionamiento a alta velocidad, si las cargas realmente aplicadas en el rodamiento lineal de bolas no pueden medirse o si la velocidad y las cargas de choque tienen gran influencia, deberá aplicarse el factor de carga correspondiente.

Condiciones de funcionamiento, velocidad V	$f_w$
Condiciones de funcionamiento normales, $V \leq 0,25$ m/s	1,0...1,5
Condiciones de funcionamiento normales con vibraciones/choques de baja intensidad, $0,25 < V \leq 1,0$ m/s	1,5...2,0
Condiciones de funcionamiento con vibraciones/choques de gran intensidad, $V > 2,0$ m/s	2,0...3,5

Tomado de (NTN - SNR, 2015, p.79)

**Anexo 29:**

**Planos mecánicos (CD-R Nro 2)**