



1859



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

Facultad de la Energía, Las industrias y los Recursos Naturales no Renovables

Carrera de Ingeniería en Electromecánica

Diseño de una picadora de pasto y caña para la hacienda “La Ponderosa” ubicada en el barrio Mutinza del cantón Yantzaza

**Trabajo de titulación previa
a la obtención del título de
Ingeniero Electromecánico**

AUTOR:

Rusbel Israel Coronel Torres

DIRECTOR:

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Loja – Ecuador

2023

Certificación

Loja, 16 de marzo de 2023

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una picadora de pasto y caña para la hacienda “la ponderosa” ubicada en el barrio Mutinza del cantón Yantzaza**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del señor **Rusbel Israel Coronel Torres** con **cédula de identidad Nro. 1900823384**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

Byron Solórzano Castillo

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TESIS

Autoría

Yo, **Rusbel Israel Coronel Torres**, declaro ser autor del Presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos, de posibles reclamos y acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja la publicación de mi Trabajo de Titulación en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Firma: 

Cédula: 1900823384

Fecha: 14/07/2023

Correo electrónico: rusbel.coronel@unl.edu.ec

Teléfono: 0969510291

Carta de autorización por parte del autor, para consulta, reproducción parcial o total y/o publicación electrónica del texto completo, del Trabajo de Titulación.

Yo, **Rusbel Israel Coronel Torres**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una picadora de pasto y caña para la hacienda "La Ponderosa" ubicada en el barrio Mutinza del cantón Yantzaza**, como requisito para optar el grado de: **Ingeniero Electromecánico**, 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 Institucional. Los usuarios pueden consultar de este trabajo en el Repositorio Institucional, 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 del trabajo de titulación que realice un tercero.

Para la constancia de esta autorización en la ciudad de Loja, a los catorce días del mes de julio del dos mil veintitrés.

Firma: 

Autor: Rusbel Israel Coronel Torres

Cédula: 1900823384

Dirección: Yantzaza, Zamora Chinchipe

Correo electrónico: rusbel.coronel@unl.edu.ec

Teléfono: 0969510291

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director del Trabajo de Titulación: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Dedicatoria

El presente Trabajo de Titulación está dedicado principalmente a mis amados padres Rusbel Coronel y Narcisa Torres quienes pusieron su confianza y apoyo incondicional en mi formación académica y personal. Gracias por el sacrificio que han demostrado a pesar de las adversidades que se han presentado, he hicieron posible este logro, estoy eternamente agradecido, gracias por ser mi motivación y ejemplo a seguir. A mi finada tía Nelly Coronel por haberme alentado y apoyado con mi preparación académica.

Dedico de manera especial a mi hijo y a su madre por ser parte de mi vida e impulsarme a conseguir mis metas.

A mis amigos, familiares y docentes que en este periodo académico han influido en mí de manera positiva para alcanzar mis objetivos.

Rusbel Israel Coronel Torres

Agradecimiento

Agradezco primeramente a Dios por permitir la oportunidad de cumplir una de mis metas en la vida, por bendecirme e iluminarme en los momentos de dificultad.

Sobre todo, agradezco a mis padres por el sacrificio excepcional que han realizado por mis estudios y la culminación de mi carrera universitaria.

Un agradecimiento importante a la prestigiosa Universidad Nacional de Loja por permitir estudiar y lograr mi formación académica como profesional.

Brindo un agradecimiento al Ing. Milton León Tapia Mg. Sc. y al Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc. director de mi Trabajo de Titulación, por el compromiso y colaboración en cada proceso investigativo para la culminación del proyecto.

Por último, a todos los docentes, y planta administrativa que han formado parte de este periodo universitario por el tiempo impartido con sus conocimientos para tener una educación de calidad.

Rusbel Israel Coronel Torres

Índice de contenidos

Portada	i
Certificación	ii
Autoría	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria	v
Agradecimiento	vi
Índice de contenidos.....	vii
Índice de tablas	xiii
Índice de figuras.....	xv
Índice de anexos.....	xviii
Simbología	xx
1. Título	1
2. Resumen	2
2.1. Abstract.....	3
3. Introducción	4
3.1. Objetivos.....	4
3.1.1. Objetivo general	4
3.1.2. Objetivos específicos.....	4
4. Marco teórico	6
4.1. Capítulo I: Generalidades	6
4.1.1. Caña de azúcar: Definición	6
4.1.2. Partes de la caña de azúcar	6
4.1.2.1. Raíz.....	6
4.1.2.2. Tallo.....	6
4.1.2.3. La hoja.....	7
4.1.3. Proceso de picado.....	7

4.1.4. Máquina picadora: Definición.....	8
4.1.5. Tipos de máquinas picadoras	8
4.1.5.1. Máquinas picadoras sopladoras estacionarias.....	8
4.1.5.2. Máquinas picadoras sopladoras de campo.....	11
4.1.6. Partes que conforman la máquina picadora.....	11
4.1.6.1. Mecanismos de transmisión.....	11
4.1.6.2. Mecanismos operativos.....	13
4.2. Capítulo II: Fundamentación Teórica del Diseño Mecánico	16
4.2.1. Ensayo de Charpy o de impacto	16
4.2.2. Energía cinética	16
4.2.3. Energía cinética rotacional	16
4.2.4. Potencia de servicio ($P_{m\acute{a}q}$)	17
4.2.5. Potencia a transmitir (P_t)	17
4.2.6. Potencia de diseño (P_d).....	17
4.2.7. Diagrama Esfuerzo-Deformación.....	17
4.2.8. Esfuerzo último	18
4.2.9. Esfuerzo de trabajo y factor de seguridad	18
4.2.10. Resistencia a la tensión.....	18
4.2.11. Resistencia al corte	19
4.2.12. Cálculo de uniones soldadas.....	19
4.2.12.1. Soldadura anular.	19
4.2.13. Uniones a tensión: la carga externa	19
4.2.13.1. Relación de par de torsión del perno con la tensión del perno.	20
4.2.14. Teorías de falla por fatiga.....	20
4.2.14.1. Caracterización de esfuerzos fluctuantes.	21
4.2.14.2. Criterios de falla por fatiga.	21
4.2.14.3. Combinaciones de modos de carga.....	22

4.2.15. Fuerza tangencial neta y variación de esfuerzos en correas	23
4.2.15.1. Relación de tensiones	24
4.2.16. Procedimiento para el diseño de un eje	24
4.2.16.1. Diseño del eje a la fatiga	27
4.2.17. Correas trapezoidales	28
4.2.18. Rodamiento de bolas de una hilera.....	31
4.2.19. Chavetas	33
4.2.19.1. Falla por corte.	33
4.2.19.2. Falla por contacto.....	33
4.2.20. Turbomáquinas hidráulicas: Ventiladores	33
4.2.20.1. Consideraciones para el diseño de rodets.....	35
5. Metodología	36
5.1. Materiales.....	36
5.1.1. Materiales de oficina	36
5.1.2. Recursos humanos	36
5.2. Métodos	36
5.2.1. Búsqueda de información	36
5.2.2. Determinación de parámetros constructivos y de operación.....	37
5.2.3. Propuestas y evaluación de diseños.....	37
5.2.3.1. Métodos para la selección de alternativas de diseño	37
5.2.4. Diseño y selección componentes mecánicos:.....	39
5.2.4.1. Cálculo de la velocidad angular necesaria de la máquina.....	40
5.2.5. Seleccionamiento del motor	40
5.2.5.1. Potencia de servicio.	40
5.2.5.2. Potencia a transmitir.	41
5.2.5.3. Potencia de diseño.....	41
5.2.6. Cálculo del sistema de transmisión por correas	41

5.2.7. Factor de seguridad	41
5.2.8. Diseño y seleccionamiento de componentes	42
5.2.8.1. Diseño del eje.....	42
5.2.8.2. Diseño del disco.....	42
5.2.8.3. Seleccionamiento de rodamientos.....	43
5.2.8.4. Cálculo de chavetas.....	43
5.2.8.5. Cálculo de uniones soldadas.....	43
5.2.8.6. Diseño de uniones (pernos).....	43
5.2.8.7. Diseño del ventilador.....	43
5.2.8.8. Sistema de protección eléctrica del motor.....	44
5.3. Análisis de costo:	44
5.4. Dibujos de elementos constitutivos:	44
6. Resultados	45
6.1. Selección del tipo de máquina picadora	45
6.1.1. Evaluación por el método ordinario corregido de criterio ponderados	45
6.2. Componentes de diseño de la máquina.....	48
6.3. Cálculo de la velocidad angular requerida de la máquina	49
6.4. Cálculo de la potencia de servicio ($P_{m\acute{a}q}$).....	52
6.5. Cálculo de la potencia a transmitir (P_t).....	54
6.6. Cálculo de la potencia de diseño (P_d)	54
6.7. Selección del motor	54
6.8. Cálculo de la transmisión por correas trapeciales.....	55
6.8.1. Cálculo de la sección de la correa	55
6.8.2. Cálculo de la relación de transmisión k.....	55
6.8.3. Cálculo del diámetro de la polea menor ($D_{p_{mot}}$)	56
6.8.4. Cálculo de la distancia entre centros (I').....	56
6.8.5. Cálculo del ángulo de contacto (β).....	57

6.8.6. Cálculo de la longitud primitiva (L_p)	57
6.8.7. Cálculo del factor de corrección C_γ	58
6.8.8. Cálculo del factor de corrección C_L	58
6.8.9. Cálculo de las prestaciones básicas P_b	58
6.8.10. Cálculo de las prestaciones adicionales P_{dc}	59
6.8.11. Cálculo de las prestaciones actuales P_a	59
6.8.12. Cálculo del número de correas Q	59
6.8.13. Tensado de correas	60
6.9. Cálculo del factor de seguridad (n_s).....	61
6.9.1. Cálculo del factor de seguridad para el eje.....	61
6.9.2. Cálculo del factor de seguridad para el disco	62
6.9.3. Cálculo del factor de seguridad para la unión soldada	62
6.9.4. Cálculo del factor de seguridad para los pernos.....	63
6.10. Cálculo de eje.....	63
6.10.1. Cálculo del eje a la fatiga	73
6.11. Cálculo del disco.....	75
6.11.1. Cálculo del disco a la fatiga	79
6.12. Cálculo de rodamientos.....	83
6.12.1. Rodamiento 1	83
6.12.1.1. Selección de factor de esfuerzos dinámicos (f_L).	83
6.12.1.2. Cálculo del factor de velocidad (f_n).	83
6.12.1.3. Cálculo de la carga dinámica equivalente al rodamiento 1 (P_{r1}).	83
6.12.1.4. Cálculo de la capacidad de carga dinámica para el rodamiento 1 (C_{r1}).....	84
6.12.2. Rodamiento 2	85
6.12.2.1. Cálculo de la carga dinámica equivalente al rodamiento 2 (P_{r2})	85
6.12.2.2. Cálculo de la capacidad de carga dinámica del rodamiento 2 (C_{r2}).....	85
6.13. Selección de chavetas.....	85

6.13.1. Chaveta de la polea receptora.....	86
6.13.2. Chaveta para el cubo	87
6.14. Cálculo de la unión soldada	88
6.14.1. Cálculo de la soldadura a la fatiga.....	89
6.15. Selección de pernos.....	90
6.16. Cálculo del ventilador	94
6.16.1. Dimensionamiento básico del ventilador	98
6.16.2. Cálculo de la capacidad de la máquina	99
6.17. Diagrama de control de protección del motor.....	99
6.18. Costo de la máquina.....	103
6.18.1. Costos directos	103
6.18.1.1. Costo de materiales.....	103
6.18.1.2. Costo de materiales normalizados.	104
6.18.1.3. Costo de mano de obra.....	106
6.18.2. Costos indirectos	107
6.18.2.1. Costos adicionales.....	107
6.18.2.2. Costo de diseño.....	107
6.18.3. Costo total de la máquina	107
7. Discusión	109
8. Conclusiones	112
9. Recomendaciones	113
10. Bibliografía.....	114
11. Anexos	117

Índice de tablas

Tabla 1. Elementos del tallo de la caña de azúcar	7
Tabla 2. Ventajas y desventajas de la transmisión por engranajes.....	12
Tabla 3. Ventajas y desventajas de la transmisión por cadenas	12
Tabla 4. Ventajas y desventajas de la transmisión por correas	13
Tabla 5. Ventajas y desventajas del rotor picador de volante	14
Tabla 6. Ventajas y desventajas del rotor picador de tambor.....	15
Tabla 7. Evaluación del peso específico de cada criterio.....	38
Tabla 8. Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.....	38
Tabla 9. Evaluación del peso específico del criterio ensamblaje	38
Tabla 10. Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento	39
Tabla 11. Evaluación del peso específico del criterio precio	39
Tabla 12. Matriz morfológica.....	47
Tabla 13. Tabla de conclusiones	48
Tabla 14. Componentes de la máquina.....	49
Tabla 15. Dimensiones de la cuchilla.....	50
Tabla 16. Interpolación para encontrar C_γ	58
Tabla 17. Interpolación para encontrar C_L	58
Tabla 18. Interpolación para encontrar las prestaciones básicas P_b	58
Tabla 19. Interpolación para encontrar las prestaciones adicionales P_{dc}	59
Tabla 20. Características del sistema de transmisión	59
Tabla 21. Componentes principales para los circuitos de fuerza y mando del motor monofásico	100
Tabla 22. Componentes principales para los circuitos de fuerza y mando del motor trifásico	101
Tabla 23. Costo de materiales	104
Tabla 24. Costo de materiales normalizados para la construcción de la máquina con motor monofásico	104
Tabla 25. Costo de materiales normalizados para la construcción de la máquina con motor trifásico	105
Tabla 26. Costo de mano de obra	106
Tabla 27. Costo total de la máquina utilizando un motor monofásico	107
Tabla 28. Costo total de la máquina utilizando un motor trifásico	108
Tabla 29. Tabla resumen de las propiedades de la caña.....	118

Tabla 30. Energía necesaria para cortar la caña	119
Tabla 31. Tabla resumen de las propiedades de la caña.....	121
Tabla 32. Densidad de los aceros	121
Tabla 33. Factor de servicio (F_s) según las condiciones de trabajo y tipo de carga.....	122
Tabla 34. W22 motor Monofásico-60 Hz	123
Tabla 35. Diámetros aconsejados	124
Tabla 36. Longitudes primitivas (L_p) de las correas trapeciales.....	125
Tabla 37. Factor de corrección C_γ	126
Tabla 38. Factor de corrección C_L	127
Tabla 39. Prestaciones básicas P_b de las correas tipo A.....	127
Tabla 40. Prestaciones básicas P_{dc} de las correas tipo A.....	128
Tabla 41. Variación mínima para instalar y tensar correas	129
Tabla 42. Datos geométricos de la carcasa del motor monofásico.....	130
Tabla 43. Datos geométricos de la carcasa del motor monofásico.....	131
Tabla 44. Características de factor de seguridad A, B, y C.....	132
Tabla 45. Características de factor de seguridad D y E.....	133
Tabla 46. Factor de concentrador de tensiones (K_t) para torsión y flexión en chaveteros	135
Tabla 47. Factores a y b para el cálculo del factor de superficie (k_a).....	135
Tabla 48. Barra perforada EN 10294-1	136
Tabla 49. Planchas laminadas en caliente A36	137
Tabla 50. Valores orientados para f_L y valores usuales de cálculo	138
Tabla 51. Valores orientados para f_z y valores usuales de cálculo	138
Tabla 52. Rodamientos rígidos de bola de una hilera	139
Tabla 53. Soporte de pie para rodamientos de una hilera.....	140
Tabla 54. Características de materiales para la construcción de maquinarias.....	141
Tabla 55. Dimensiones de mm de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares	141
Tabla 56. Propiedades mecánicas de soldadura MIG.....	142
Tabla 57. Factores de concentración del esfuerzo (K_{fs}) para soldadura	142
Tabla 58. Pares de apriete - Rosca Métrica ISO – Acero Inoxidable.....	143
Tabla 59. Acero mecanizado de precisión según DIN 59350 500mm (BOHLER K100)	144
Tabla 60. Dimensiones de arandelas métricas simples	145
Tabla 61. Tuerca inoxidable para perno avellanado.....	146
Tabla 62. Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.....	147

Tabla 63. Propiedades mecánicas de elementos de fijación.....	147
Tabla 64. Rendimiento de ventiladores	150
Tabla 65. Cable utilizado para la instalación eléctrica del motor.....	151

Índice de figuras

Figura 1. Fases de producción de la caña de azúcar	6
Figura 2. Factores del proceso de picado	8
Figura 3. Partes de la máquina sopladora estacionaria	9
Figura 4. Partes de la máquina sopladora de acción doble	10
Figura 5. Rotor picador tipo tambor.....	14
Figura 6. Ensayo de Charpy para determinar la energía necesaria para cortar la caña.....	16
Figura 7. Diagrama esfuerzo-deformación	18
Figura 8. Soldadura anular	19
Figura 9. Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante :sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido.	21
Figura 10. Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. Para cada criterio, los puntos en o “arriba” de la recta respectiva indican falla. Por ejemplo, un punto A en la recta de Goodman proporciona la resistencia S_m como el valor límite de σ_m correspondiente a la resistencia S_a , la cual, emparejada con σ_m , es el valor límite de σ_a .	22
Figura 11. Correa abierta, polea menor conductora.....	23
Figura 12. Ensamble del eje. a) Eje con dos cojinetes A y B; b) Diagrama de cuerpo libre del par de torsión y de las fuerzas resultantes; c) Diagrama de momentos en los planos x-z y x-y d) diagrama del par de torsión	24
Figura 13. Geometría del sistema de transmisión por correas trapeciales	28
Figura 14. Geometría del sistema de transmisión por correas trapeciales	29
Figura 15. Selección de la correa	30
Figura 16. Rodamiento de bolas de una hilera.....	32

Figura 17. Corte transversal del rodete, donde se visualiza el triángulo de velocidades.....	34
Figura 18. Triángulo de velocidades de entrada y salida de los álabes del rodete de un ventilador con la notación internacional	34
Figura 19. Opciones de diseños propuestos	46
Figura 20. Selección optima de diseño	48
Figura 21. Distribución de cuchillas en el volante.....	50
Figura 22. Radio de giro y velocidad tangencial de la cuchilla	51
Figura 23. Recorrido de la cuchilla	52
Figura 24. Comportamiento de la energía de la maquina en el tiempo de recorrido o en cada corte a 120°	53
Figura 25. Diagrama cinemático de la máquina.....	54
Figura 26. Selección de la sección de la correa	55
Figura 27. Distancia entre centros de las poleas	57
Figura 28. Esquema cinemático con las características del sistema de transmisión.....	60
Figura 29. Mecanismo para tensar las correas	61
Figura 30. Distancia para la instalación de las correas y el templador	61
Figura 31. Longitud del eje	64
Figura 32. Sistema de transmisión que actúa en el eje.....	64
Figura 33. Vista isométrica del sistema de transmisión.....	65
Figura 34. Fuerzas que actúan en la cuchilla	65
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre del eje	66
Figura 36. Componentes de las tensiones generadas por la transmisión	66
Figura 37. Ángulos respectivos de las tensiones.....	67
Figura 38. Fuerzas que actúan en el plano xz	68
Figura 39. Fuerzas que actúan en el plano xy	69
Figura 40. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano (xz) utilizando el programa MDSolids	70
Figura 41. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano (xy) utilizando el	

programa MDSolids	71
Figura 42. Geometría del diseño preliminar del eje.....	73
Figura 43. Método de elementos finitos del eje usando el software SolidWorks	75
Figura 44. Fuerzas que actúan en el disco.....	75
Figura 45. Geometría del disco	76
Figura 46. Geometría del cubo.....	76
Figura 47. Esfuerzos generados en el disco	77
Figura 48. Determinación analítica de la F_t , que tiende a separar el disco	77
Figura 49. Determinación analítica de la F_n , que tiende a flexionar el disco	78
Figura 50. Geometría del disco para el cálculo del K_t	80
Figura 51. Placa cargada en tensión mediante un pasador a través de un agujero.....	81
Figura 52. Barra plana con orificio transversal en tensión axial.....	81
Figura 53. Diseño del disco.....	82
Figura 54. Método de elementos finitos en el disco utilizando el software SolidWorks.....	83
Figura 55. Fuerza resultante del cojinete 1	84
Figura 56. Fuerza resultante del cojinete 2	85
Figura 57. Ubicación de cuñas en el eje.....	86
Figura 58. Área cortante de la cuña	86
Figura 59. Área de contacto de la cuña	87
Figura 60. Soldadura anular, unión del cubo con el disco	88
Figura 61. Representación de soldadura a filete	88
Figura 62. Método de elementos finitos en la soldadura utilizando el software SolidWorks.	90
Figura 63. Fuerzas que actúan en los pernos.....	91
Figura 64. Geometría del perno avellanado	91
Figura 65. Esfuerzo de tensión en el perno	93
Figura 66. Esfuerzo de corte en el perno.....	93
Figura 67. Método de elementos finitos en los pernos utilizando el software SolidWorks....	94

Figura 68. Comportamiento del movimiento del material picado	95
Figura 69. Diseño y trayectoria de las partículas en el ventilador	96
Figura 70. Triángulo de velocidades a la entrada del álabe	96
Figura 71. Triángulo de velocidades a la salida del álabe.....	97
Figura 72. Dimensionamiento del ventilador.....	99
Figura 73. Denominación del transformador ubicado en la localidad	102
Figura 74. Datos técnicos del transformador ubicado en la localidad	103
Figura 75. Actividad para obtener las propiedades de la caña.....	117
Figura 76. Medición de la geometría de las cuchillas de la máquinas picadoras.....	120
Figura 77. Eje de transmisión SAE 1018	134
Figura 78. Actividad para obtener la distancia que alcanza el material picado al ser expulsado	149
Figura 79. Datos técnicos del motor trifásico de 15 hp.....	152
Figura 80. Dimensiones del motor trifásico	153
Figura 81. Proforma del costo de la mano de obra para la construcción de la máquina.....	155

Índice de anexos

Anexo 1. Ensayo para determinar las propiedades físicas de la caña	117
Anexo 2. Energía de corte de la caña.....	119
Anexo 3. Investigación para determinar la geometría de las cuchillas	119
Anexo 4. Densidad utilizada para calcular la masa de la cuchilla	121
Anexo 5. Factor de servicio (F_s) utilizado para la selección del motor	122
Anexo 6. Datos técnicos del motor seleccionado	123
Anexo 7. Diámetros seleccionados para el sistema de transmisión.....	124
Anexo 8. Longitud primitiva (L_p) de la correa seleccionada	125
Anexo 9. Datos seleccionados para la interpolación del factor de corrección C_γ	126
Anexo 10. Datos seleccionados para la interpolación del factor de corrección C_L	127
Anexo 11. Datos seleccionados para la interpolación de las prestaciones básicas P_b	127
Anexo 12. Datos seleccionados para la interpolación de las prestaciones básicas P_d	128
Anexo 13. Variación de distancia mínima para la instalación y el tensado de correas	129

Anexo 14. Selección de la carcasa del motor.....	130
Anexo 15. Características A, B y C para el cálculo del factor de seguridad (n_s)	132
Anexo 16. Criterios D y E para el cálculo del factor de seguridad (n_s).....	133
Anexo 17 Material seleccionado para el diseño del eje	134
Anexo 18. Factores de concentración de esfuerzo teórico (K_t) seleccionados para los chaveteros	135
Anexo 19. Factores a y b seleccionados para el cálculo del factor de modificación de la condición superficial (k_a)	135
Anexo 20. Material seleccionado para el cubo	136
Anexo 21. Material seleccionado para el disco y aletas del ventilador	137
Anexo 22. Valor del factor de esfuerzos dinámicos (f_L).....	138
Anexo 23. Valor del factor de corrección (f_z).....	138
Anexo 24. Seleccionamiento del rodamiento 1 y 2	139
Anexo 25. Soporte de pie seleccionado para el rodamiento 1 y 2	140
Anexo 26. Coeficiente de trabajo para la compresión y cortadura del acero suave seleccionados para las chavetas	141
Anexo 27. Dimensiones establecidas de las chavetas.....	141
Anexo 28. Tipo de soldadura seleccionada para la unión de componentes.....	142
Anexo 29. Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga para la soldadura tipo filete.....	142
Anexo 30. Torque de apriete para pernos de acero inoxidable.....	143
Anexo 31. Material seleccionado para las cuchillas	144
Anexo 32. Espesor de la arandela (e_a) seleccionada.....	145
Anexo 33. Tuerca seleccionada para el perno.....	146
Anexo 34. Área de esfuerzo (A_t) a la tensión del perno.....	147
Anexo 35. Material seleccionado para el perno	147
Anexo 36. Ensayo para determinar la distancia de expulsión del material picado	148
Anexo 37. Rendimiento para el diseño del ventilador	150
Anexo 38. Cable seleccionado para el diagrama de fuerza y control del sistema eléctrico...	151
Anexo 39. Motor eléctrico trifásico seleccionado	152
Anexo 40. Dimensiones del motor trifásico seleccionado.....	153
Anexo 41. Entrevista realizada para determinar los costos de mano de obra.....	154
Anexo 42. Planos técnicos de la máquina.....	156
Anexo 43. Planos eléctricos de la máquina.....	157
Anexo 44. Certificado de traducción del resumen.....	158

Simbología

Símbolo	Variable	Unidades
E_c	Energía necesaria para el corte de la caña	J
m_c	Masa de la cuchilla	kg
v_t	Velocidad tangencial de corte de la caña	m/s
E_r	Energía cinética rotacional	J
ω	Velocidad angular	rpm
I_m	Momento de inercia de masa	kg*m ²
$P_{máq}$	Potencia de servicio	kW/hp
E	Energía	J
t	Tiempo	s
P_t	Potencia a transmitir	kW/hp
η	Eficiencia de transmisión por correas	-
P_d	Potencia de diseño	kW/hp
F_s	Factor de servicio	-
σ_{adm}	Esfuerzo admisible	MPa
S_y	Resistencia a la fluencia del material	MPa
n_s	Factor de seguridad	-
σ_t	Esfuerzo a la tensión	MPa
F	Fuerza	N
$A_{transversal}$	Área transversal a la fuerza	m ²
σ_c	Esfuerzo al corte	MPa
$A_{paralela}$	Área paralela a la fuerza	m ²
S	Esfuerzo anular	
M_s	Momento generado por una carga excéntrica	N*m
t_g	Dimensión de garganta	m
D	Diámetro de la sección	m
F_b	Carga resultante del perno	N
P_b	Parte tomada del perno	N
F_i	Precarga	N
C	Fracción de la carga externa	-
P	Carga externa de tensión	N
k_b	Rigidez del perno	MPa*m
k_m	Rigidez del elemento de unión	MPa*m
A_d	Área transversal del perno	m ²
A_t	Área de esfuerzo sometido a tensión	m ²
E	Módulo de elasticidad del material	GPa
l_t	Longitud de la parte roscada de agarre	m
l	Agarre	m
l_d	Longitud de la parte sin rosca de agarre	m
L	Longitud total del perno	m
L_T	Longitud roscada del perno	m
d_p	Diámetro del nominal del perno	m
T_p	Par de torsión del perno	N
K	Coefficiente de fricción	-
e_a	Espesor de la arandela	mm

m	Espesor de la tuerca	mm
F_t	Fuerza tangencial	N
F_n	Fuerza normal	N
σ_m	Componente de esfuerzo medio	MPa
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo	MPa
$\sigma_{m\acute{m}n}$	Esfuerzo mínimo	MPa
σ_a	Componente de amplitud/alternante	MPa
S_a	Resistencia alternante	MPa
S_m	Resistencia media	MPa
S_e	Límite de resistencia a la fatiga	MPa
S_y	Resistencia a la fluencia del material	MPa
σ'_a	Componente de amplitud utilizando los factores de concentración a la fatiga	MPa
σ'_m	Componente de esfuerzo medio utilizando los factores de concentración a la fatiga	MPa
K_f	Factor de concentración de esfuerzo dinámico (fatiga)	-
K_{fs}	Factor de concentración de esfuerzo dinámico (fatiga) a la torsión	-
τ_a	Esfuerzo torsional de amplitud/alternante	MPa
τ_m	Esfuerzo torsional medio	MPa
$\sigma'_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo	MPa
T	Par torsor resistente	N*m
r	Radio de la polea	m
F_1	Fuerza 1 de la de la tensión de las bandas	N
F_2	Fuerza 2 de la de la tensión de las bandas	N
F_t	Fuerza tangencial	N
M	Momento interno resultante	N*m
M_{xz}	Momento interno resultante en el eje x - z	N*m
M_{xy}	Momento interno resultante en el eje x - y	N*m
$\tau_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo cortante máximo	MPa
σ	Esfuerzo flexionante	MPa
τ	Esfuerzo cortante torsional	MPa
S	Módulo de sección	m ³
c	Distancia del eje centroidal de la sección transversal a la fibra más externa de la viga	m
d_e	Diámetro del eje	m
Z_p	Módulo de sección polar	m ³
J	Momento polar	m ⁴
I_a	Segundo momento de área	m ⁴
T_e	Momento reducido	N*m
T_{em}	Momento reducido modificado	N*m
k_t	Factor de concentración de esfuerzo teórico o Esttico (torsión/flexión)	-
M_a	Momento flexionante de amplitud	N*m
T_a	Par de torsión de la sección de amplitud	N*m
M_m	Momento flexionante medio	N*m
T_m	Par de torsión medio	N*m
k_a	Factor de modificación de la condición superficial	-

a y b	Factores	-
S_{ut}	Resistencia mínima a la tensión	MPa
k_b	Factor de modificación del tamaño	-
d_p	Diámetro de la sección preliminar	mm
k_c	Factor de modificación del tamaño	-
k_d	Factor de modificación de la temperatura	-
k_e	Factor de confiabilidad	-
k_f	Factor de modificación de efectos varios	-
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria	MPa
α_1	Ángulo de contacto de la polea menor	°
β	Ángulo de contacto	°
α_2	Ángulo de contacto de la polea mayor	-
δ_1	Longitud de arco de la polea menor	-
Dp_{mot}	Diámetro de la polea motriz	mm
δ_2	Longitud de arco de la polea mayor	mm
Dp_{rec}	Diámetro de la polea motriz	
rp_{rec}	Radio de la polea receptora	mm
rp_{mot}	Radio de la polea motriz	mm
d	Longitud libre de la correa instalada	mm
l'	Distancia entre centros corregida	mm
L_p	Longitud primitiva de la correa	mm
k	Relación de transmisión	-
n_1	Velocidad angular de la polea menor	rpm
n_2	Velocidad angular de la polea mayor	rpm
v	Velocidad	m/s
l	Distancia entre centros	mm
P_a	Prestaciones actuales	kW
P_b	Prestaciones básicas	kW
P_{dc}	Prestaciones adicionales	kW
C_γ	Factor de corrección	-
C_L	Factor de corrección	-
$Q\#$	Número de correas	-
f_n	Factor de velocidad	-
p	Exponente de vida	-
n	Velocidad angular	rpm
P_r	Carga dinámica equivalente	N
X	Factor de carga radial del rodamiento	-
F_r	Carga radial del rodamiento	kN
Y	Factor de carga axial del rodamiento	-
F_a	Carga axial del rodamiento	kN
f_z	Factor de corrección	-
C_r	Capacidad de carga dinámica	kN
f_L	Factor de esfuerzos dinámicos	-
f_n	Factor de velocidades	-
b_c	Ancho de la cuña	m
l_c	Longitud de la cuña al corte	m
$T_{máq}$	Torque de la máquina	N*m
σ_p	Esfuerzo de compresión	MPa
h_t	Altura de la cuña	m

l_{cp}	Longitud de la cuña por compresión	m
u_1	Velocidad absoluta del álabe a la entrada	m/s
c_1	Velocidad absoluta del fluido a la entrada	m/s
w_1	Velocidad relativa a la entrada	m/s
c_{1m}	Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada	m/s
c_{1u}	Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada	m/s
α_1	Ángulo que forma las dos velocidades c_1 y u_1	°
β_1	Ángulo que forma las dos velocidades w_1 y u_1	°
u_2	Velocidad absoluta del álabe a la salida	m/s
c_2	Velocidad absoluta del fluido a la salida	m/s
w_2	Velocidad relativa a la salida	m/s
c_{2m}	Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la salida	m/s
c_{2u}	Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la salida	m/s
α_2	Ángulo que forma las dos velocidades c_2 y u_2	°
β_2	Ángulo que forma las dos velocidades w_2 y u_2	°
P_u	Potencia del rodete	W
M_v	Momento/Torque del rodete ventilador	N*m
Q	Caudal de la caña	m ³ /s
ρ	Densidad de la caña	kg/m ³
g	Gravedad	m/s ²
ω	Velocidad angular del rodete	rpm
H_u	Altura equivalente	m
n_{tot}	Eficiencia total del ventilador	-
P_v	Potencia de accionamiento del ventilador	W
D_2	Diámetro externo del rodete	mm
D_1	Diámetro interno del rodete	mm
Z	Número de álabes	-
h_1	Altura del álabe	mm
b	Ancho del álabe	mm
Z	Número de álabes	-
h_1	Altura del álabe	mm
b	Ancho del álabe	mm
ρ_a	Densidad del acero	kg/m ³
m_c	Masa de la cuchilla	kg
V_c	Volumen de la cuchilla	m ³
L_c	Longitud de la cuchilla	m
a_c	Ancho de la cuchilla	m
e_c	Espesor de la cuchilla	m
$\omega_{máq}$	Velocidad angular requerida de la máquina	rpm
R_g	Radio de giro de la cuchilla	m
I_c	Momento de inercia de masa de la cuchilla	Kg*m ²
δ	Longitud de arco de la circunferencia	m
θ	Ángulo de distribución de las cuchillas	-

e	Espacio de recorrido	m
n_{sx}	Factor de seguridad que involucra las Consideraciones A, B y C	-
n_{sy}	Factor de seguridad que involucra las Consideraciones D y E	-
q	Sensibilidad a la muesca	-
$q_{cortante}$	Sensibilidad a la muesca para esfuerzos cortantes	-
n_{sx}	Factor de seguridad que involucra las consideraciones A, B y C	-
n_{sy}	Factor de seguridad que involucra las consideraciones D y E	-
h	Altura	mm
σ_{com}	Esfuerzo combinado	MPa
v_{y2}	Velocidad final	m/s
v_{y1}	Velocidad inicial	m/s
a	Aceleración	m/s ²
y	Altura final	m
y_0	Altura inicial	m
P	Potencia del motor	kW
V	Voltaje	V
I	Corriente nominal	A
F_p	Factor de potencia	-
η_m	Eficiencia del motor	-
kVA	Kilovoltamperio	kVA
F_t	Fuerza tangencial	N
F_n	Fuerza normal	N
F_c	Fuerza de corte	N
σ_y	Esfuerzo tangencial	MPa
A_{cri}	Área crítica	m ²
e_d	Espesor del disco	m
r_{ind}	Radio interno del disco	m
\emptyset_{exd}	Diámetro externo del disco	mm
\emptyset_{ind}	Diámetro interno del disco	mm
\emptyset_{exc}	Diámetro externo del cubo	mm
\emptyset_{inc}	Diámetro interno del cubo	mm
L_c	Longitud del cubo	mm
σ_z	Esfuerzo flexionante	MPa
e_s	Espesor de la soldadura	mm
\emptyset_{inr}	Diámetro interno del rodete	mm

1. Título

Diseño de una picadora de pasto y caña para la hacienda “La Ponderosa” ubicada en el barrio Mutinza del cantón Yantzaza

2. Resumen

En el presente proyecto de investigación se planteó diseñar una máquina destinada a picar pasto y caña para la hacienda la Ponderosa ubicado en el barrio Mutinza del cantón Yantzaza, para lo cual se realizó una consulta bibliográfica específica de las propiedades de la caña, el proceso de picado y la energía necesaria para cortar la caña. Así como los tipos de máquinas picadoras para forraje y los sistemas que lo conforman. El diseño de los diferentes sistemas y componentes de la máquina se fundamentó en: teoría del diseño mecánico, resistencia de materiales y mecánica de fluidos. La selección del tipo de máquina se realizó mediante la evaluación de criterios ponderados que permitió definir los sistemas. La solicitación de diseño, condición de mayor esfuerzo en los componentes, se establece para el caso cuando se corta la caña de azúcar, la máquina está sometida a cargas fluctuantes por lo que sus partes son seleccionadas y calculadas a la fatiga. Con la finalidad de dimensionar el sistema de corte y de expulsión del producto picado se efectuó algunas investigaciones experimentales para determinar: las propiedades físicas de la caña, la velocidad de salida del producto, la geometría de la cuchilla y su ubicación. La máquina picadora se diseñó con un motor monofásico de 15 hp que transmite el movimiento por un sistema de transmisión por correas, su sistema de corte consta de un rotor picador – soplador tipo volante con 3 cuchillas y 6 alabes distribuidos uniformemente cuya capacidad de producción es de 1.1 ton/h.

Palabras claves: esfuerzos fluctuantes, falla por fatiga, máquina picadora, caña.

2.1. Abstract

The present research project aimed to design a machine to chop grass and sugar cane for the Ponderosa farm located in Mutinza neighborhood of Yantzaza canton, for which a specific bibliographic consultation was made on the properties of sugar cane, the chopping process and the energy required to cut the cane. As well as the types of forage chopping machines and the systems that comprise them. The design of the different systems and components of the machine was based on mechanical design theory, strength of materials and fluid mechanics. The selection of the type of machine was made through the evaluation of weighted criteria that allowed the criteria that made it possible to define the systems. The design request, the condition of greatest stress in the components, is established for the case when the sugar cane is cut, the machine is subjected to fluctuating loads, so its parts are selected and calculated to fatigue. With the purpose of dimension the cutting and ejection system for the chopped product, some experimental investigations were carried out to determine: the physical properties of the cane, the output speed of the product, the geometry of the blade and its location. The mincing machine was designed with a 15 hp single-phase or three-phase motor that transmits the movement by a belt transmission system, its cutting system consists of a flywheel-type mincing rotor - blower with 3 blades and 6 uniformly distributed blades whose production capacity is 1.1ton/h.

Key words: fluctuating efforts, fatigue failure, mincing machine, cane.

3. Introducción

La comercialización de ganado vacuno en la parte de la Amazonía representa una gran rentabilidad para el comerciante, uno de los factores importantes es el peso del ganado por lo que la alimentación debe ser variada y balanceada. Para ello existen métodos como la construcción de establos para el ganado, en donde se realizan actividades como: hidratación, curación y alimentación. Para el engorde es fundamental que el ganado permanezca en reposo y el alimento debe ser lo más pequeño, para que la energía utilizada por el ganado para desmenuzar sea lo más baja posible. (Gujarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 25), por lo que la construcción de las máquinas picadoras son esenciales en el sector agrícola.

Se registran algunos diseños de máquinas de forraje estáticas y móviles comerciales a nivel internacional. A nivel nacional un gran número de estas máquinas se fabrican de manera empírica, por lo que uno de los principales problemas es el desconocimiento de su eficacia y potencia necesaria para cortar materiales de altos requerimientos como lo es la caña de azúcar. El presente trabajo propone un diseño de máquina asegurando el corte de caña y forrajes.

Para el diseño adecuado de la máquina es necesario definir el proceso de picado y conocer la energía necesaria para el corte de la caña lo que permitió la selección de los sistemas y los componentes que lo conforman, con el fin de cumplir con el diseño establecido se plantearon los siguientes objetivos:

3.1. Objetivos

3.1.1. *Objetivo general*

- Diseñar una máquina destinada a picar caña y pasto.

3.1.2. *Objetivos específicos*

- Calcular los componentes principales de la máquina.
- Realizar los planos técnicos de la máquina.
- Realizar una valoración económica de la construcción de la máquina.

El marco teórico está estructurado en dos capítulos, en el primer capítulo se describe toda la información técnica relacionada con las propiedades de la caña, tipos de máquinas picadora, proceso de picado, partes de una máquina picadora y sistemas que la conforman. En el segundo capítulo se aborda lo referente a los fundamentos del diseño mecánico, mecánica de sólidos y fundamentos de mecánica de fluidos.

En el apartado de la metodología se describe el proceso que se realizó para el cumplimiento de los objetivos establecidos.

Finalmente, en el apartado de los resultados se justifica los procedimientos

determinados en la parte de la metodología, inicia con los parámetros establecidos que debe cumplir la máquina para el funcionamiento y la selección del tipo de máquina. Los cálculos se realizan a partir de la definición geométrica de las cuchillas y la energía necesaria de corte para la caña calculada en base a una investigación experimental (Toro Betancur, Álvarez Mejía, Cortés Marín , & González Sánchez, 2008, pág. 4716) teniendo como resultado la velocidad angular necesaria de la máquina para la selección del motor, cálculo del sistema de distribución, diseño del eje, diseño del disco, selección de rodamientos, diseño de chavetas, selección de pernos, diseño del ventilador y diseño del sistema eléctrico. También se realizó los planos técnicos de la máquina mediante el software AutoCAD y la elaboración de un análisis del costo de construcción de la máquina.

4. Marco teórico

4.1. Capítulo I: Generalidades

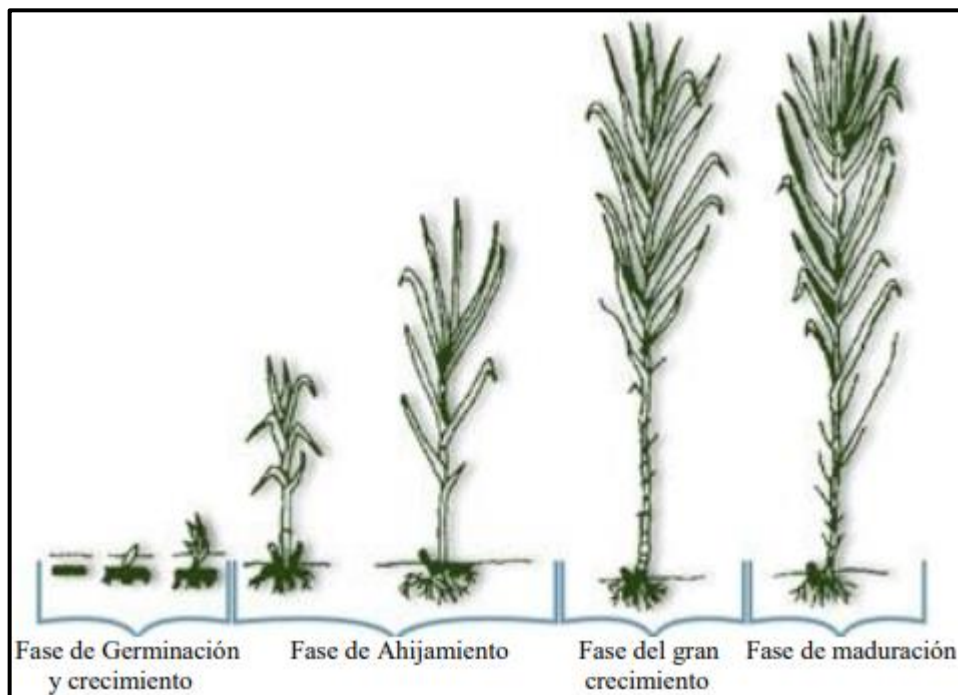
4.1.1. Caña de azúcar: Definición

La caña de azúcar es una planta cubierta de hojas también llamadas gramínea, son originarias de Nueva Guinea, con el pasar del tiempo se fue extendiendo a Asia y otros países tropicales y subtropicales. (Nogales Villamarín & Andrade Tejada , 2017)

En la figura 1 se presenta las fases de producción de la caña de azúcar.

Figura 1

Fases de producción de la caña de azúcar



Fuente: “Diseño y construcción de una máquina picadora de hierba y caña para alimentar el ganado vacuno en el sector el porvenir perteneciente a la parroquia Gualea”; 2017; pág. 3

4.1.2. Partes de la caña de azúcar

4.1.2.1. Raíz.

(Nogales Villamarín & Andrade Tejada , 2017, pág. 4) afirma que, la raíz de la caña de azúcar se podría considerar como de tipo robusto recubierto de fibras, la raíz de la caña de azúcar tiene un promedio de longitud de 100cm, cabe recalcar que la raíz absorbe los distintos minerales y el agua que se encuentran en el suelo.

4.1.2.2. Tallo.

El tallo de la caña se divide en dos partes principales que son una parte sólida también llamada fibra y como segundo elemento es la parte líquida, el cual contiene el jugo de la caña de azúcar y seguidamente el dulce del mismo. En el tallo se encuentran varias sustancias en proporciones

muy pequeñas que se podrán observar en la tabla 1.

Tabla 1

Elementos del tallo de la caña de azúcar

<i>Componente</i>	<i>% del tallo</i>
Agua	73
Sacarosa	8-15
Fibra	11-16

Fuente: “*Diseño y construcción de una máquina picadora de hierba y caña para alimentar el ganado vacuno en el sector el porvenir perteneciente a la parroquia Gualea; 2017; pág. 4*”

4.1.2.3. La hoja.

(Nogales Villamarín & Andrade Tejada , 2017) menciona que, el aspecto físico llega a tener forma de vaina, tiene como objetivo proteger a la yema, la hoja de la caña de azúcar nace en los entrenudos del tallo. Con el crecer de la caña de azúcar las hojas de la parte inferior caen e inmediatamente son reemplazadas con nuevas hojas que nacen de los nudos superiores.

4.1.3. Proceso de picado

La operación del picado ha obtenido mucha popularidad en la cosecha de forrajes.

Los factores a favor del picado son:

- El grado de digestión y el tiempo de paso del forraje en el animal, dependen del tamaño de las partículas del mismo.
- Cuanto más pequeñas sean las partículas, mayor será el grado de digestión y menor el tiempo de paso, lo que indirectamente afecta el consumo voluntario del animal.
- El animal gasta menos energía en desmenuzar el material.
- El material picado tiene mayor densidad. El tracto digestivo del animal tiene una determinada capacidad volumétrica, es decir, que con el material picado se llena el tracto digestivo con mayor cantidad de forraje.
- El material es fácilmente transportable por medio de conductores mecánicos y sopladoras.
- Facilita el proceso de ensilaje, por su estructura y mayor densidad.
- Hace posible el uso de instalaciones automáticas de alimentación del ganado.

No tiene objeto picar el material más corto de lo necesario. El ajuste de la longitud de picado depende de la velocidad de alimentación, de la velocidad de la picadora y del número de cuchillas sobre el volante.

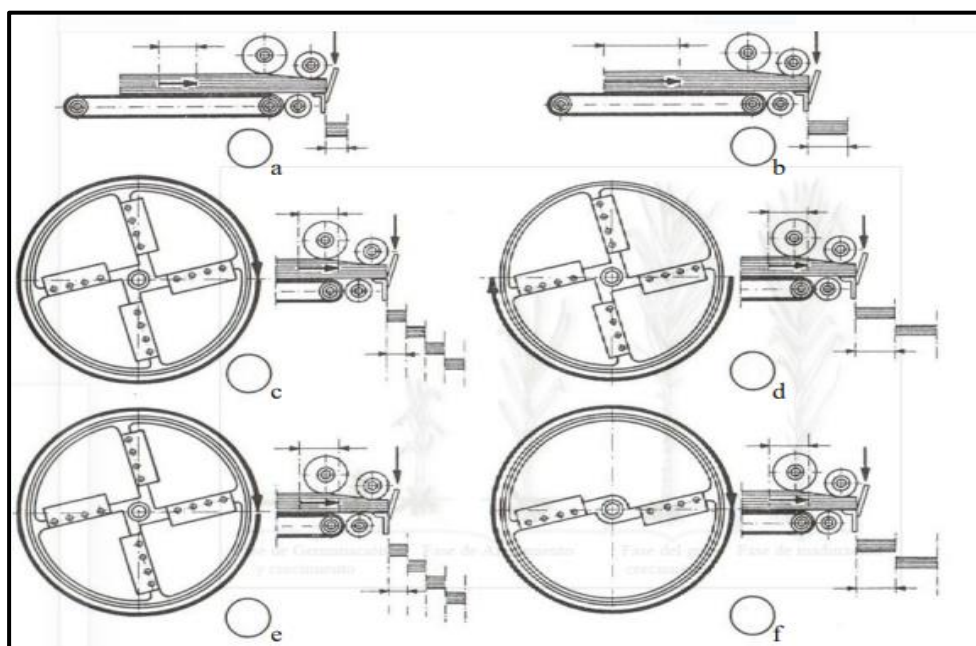
- a) Con poca velocidad de alimentación, el material queda cortado en trozos chicos.

- b) Con una velocidad grande de la picadora, la longitud de los trozos resulta menor.
- c) Con un número mayor de cuchillas, el material queda cortado en trozos chicos.
- d) Con una velocidad grande de alimentación, la longitud de los trozos es mayor.
- e) Con una velocidad lenta de la picadora, se pica el material en trozos más largos.
- f) Con un número menor de cuchillas, se pica el material en trozos más largos.

En la figura 2 se presentan los factores del proceso de picado anteriormente mencionados. (Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 26)

Figura 2

Factores del proceso de picado



Fuente: “Diseño y construcción de una máquina picadora de bagazo de caña de azúcar”; 2011; pág. 26

4.1.4. Máquina picadora: Definición

(Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 26) sostiene que, las máquinas picadoras se usan para reducir material verde o seco a menores dimensiones. El picado se puede emplear sobre el material previamente cosechado, sea en forma verde o henificado, pero también se usa para efectuar la cosecha de forrajes trabajando directamente sobre el cultivo en pie.

4.1.5. Tipos de máquinas picadoras

(Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 27) manifiesta que, las máquinas picadoras se dividen en estacionarias y de campo. Las estacionarias se usan para picar el material cosechado, como heno, maíz y remolacha. Las máquinas de campo son cosechadoras que efectúan el corte del material verde, y luego lo pican.

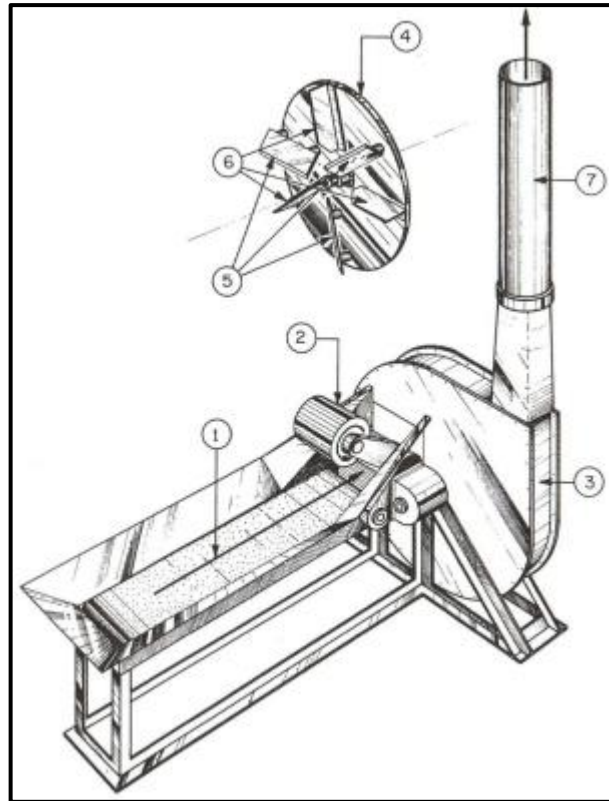
4.1.5.1. Máquinas picadoras sopladoras estacionarias.

Esta máquina se caracteriza por picar material cosechado. A su vez estas se dividen en:

- **Máquinas picadoras sopladoras de acción simple.** – Esta máquina como su nombre lo dice realiza una acción de cortar mediante un rotor picador de volante. En la figura 3 se observa de las partes que está compuesta la máquina.

Figura 3

Partes de la máquina sopladora estacionaria



Fuente: “Diseño y construcción de una máquina picadora de bagazo de caña de azúcar”; 2011; pág.

28

- 1) Conductor o banda transportadora para conducir el material hacia la unidad de alimentación.
- 2) Unidad de alimentación forzada del material hacia la picadora.
- 3) Caja de la máquina, que sirve como caja de la sopladora. Es en realidad una bomba centrífuga para mover el material picado.
- 4) Volante picador-soplador.
- 5) El volante está equipado con tres cuchillas sopladoras.
- 6) El volante esta también previsto con tres paletas para soplar el material picado.
- 7) Tubo de conducción del material picado.

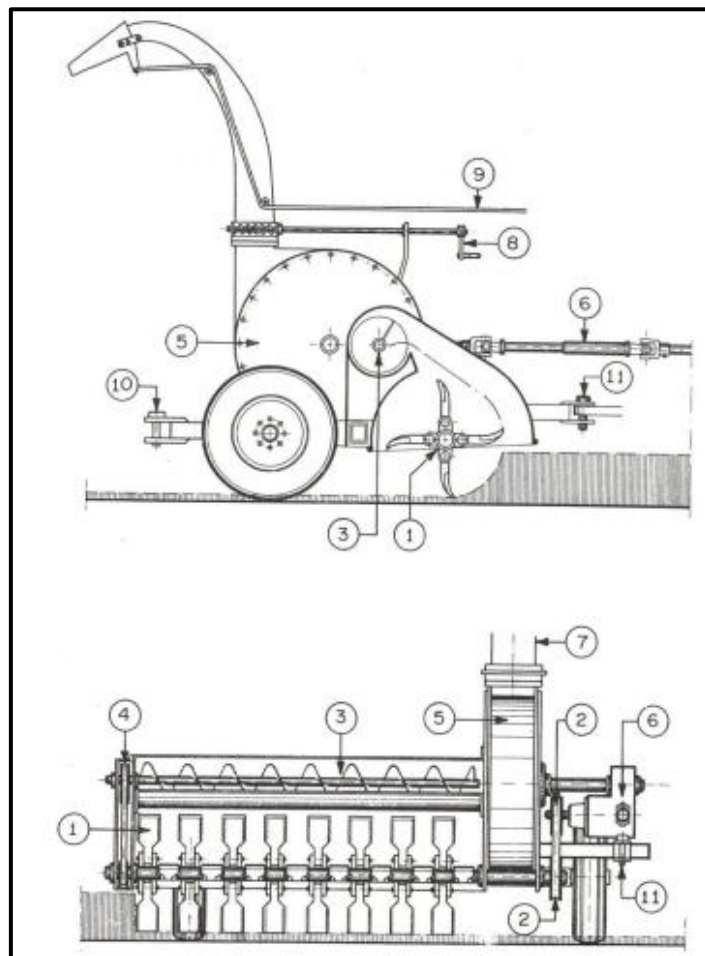
Las cuchillas realizan el proceso de corriente de aire para trasportar el material picado por el tubo de conducción. Por lo general estas máquinas son utilizadas únicamente para cortar pasto de muy baja longitudes.

- **Máquinas picadoras sopladoras de acción doble.** – Estas máquinas están compuestas por diferentes elementos los cuales son:

- 1) Rotor de martillos.
- 2) Mando del rotor.
- 3) Dirección.
- 4) Mando de la dirección.
- 5) Cabezal
- 6) Mando del cabezal.
- 7) Tubo de dirección.
- 8) Giro del tubo.
- 9) Ajuste de la salida.
- 10) Agujero del remolque.
- 11) Enganche al tractor

Figura 4

Partes de la máquina sopladora de acción doble



Fuente: “Diseño y construcción de una máquina picadora de hierba y caña para alimentar el ganado vacuno en el sector el porvenir perteneciente a la parroquia Gualea; 2017; pág. 8

La base del funcionamiento de las máquinas picadoras es un rotor sobre el que van situadas las cuchillas, que pueden ir colocadas radialmente (picadoras de volante), o tangencialmente (picadoras de tambor) es la razón por la que las denomina de acción doble. (Observar la figura 4)

4.1.5.2. Máquinas picadoras sopladoras de campo.

(Nogales Villamarín & Andrade Tejada , 2017, pág. 7) afirma que, las máquinas picadoras de campo se pueden dividir en:

- Máquinas de picado directo
- Máquinas de picado indirecto

Las de picado directo cortan la hierba en pie, al mismo instante la cortan y es expulsada por un solo mecanismo. Las de picado indirecto se distinguen porque se puede cambiar el mecanismo de cortes por un recogedor de cultivos, esta se caracteriza por ser una máquina más versátil.

4.1.6. Partes que conforman la máquina picadora

Existen varios tipos de máquinas picadoras en el mercado, las cuales difieren en varias de sus partes constitutivas. Para obtener una máquina que cumpla los requerimientos y objetivos propuestos se debe considerar las diferentes opciones y elegir la más adecuada.

(Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 35) argumenta que, cada máquina picadora agrícola consta de los siguientes cuatro elementos básicos:

- **Chasis:** Sobre él se montan todos los otros elementos de la máquina.
- **Elementos de conexión:** Por medio de estos se unen los elementos entre sí, y con el chasis.
- **Mecanismos de transmisión:** Por medio de estos se proporciona la fuerza y la potencia, de un lado de la máquina hacia el otro.
- **Mecanismos operativos:** Son los que ejecutan el trabajo para el que la máquina está programada.

4.1.6.1. Mecanismos de transmisión.

(Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 35) manifiesta que, los mecanismos de transmisión son los encargados de transmitir el movimiento necesario a los distintos elementos de la máquina. Existen diferentes tipos de transmisión:

4.1.6.1.1. Transmisión por engranajes.

La conexión entre dos engranajes se efectúa mediante los dientes. El paso de los dientes debe coincidir.

En la tabla 2 se presenta las ventajas y desventajas de la transmisión por engranajes.

Tabla 2*Ventajas y desventajas de la transmisión por engranajes*

<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Variedad de materiales para su construcción. • Un engranaje no metálico facilita el trabajo con una buena lubricación. • Tiene una buena relación de contacto lo que hace que el trabajo sea eficiente. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sin la lubricación adecuada existirá exceso de fricción, por lo que se incrementan las pérdidas y se deterioran los dientes. • Costo elevado. • Exceso de ruido al trabajar. • Dificultad de reemplazo.

Fuente: “*Diseño y construcción de una máquina picadora de bagazo de caña de azúcar*”; 2011; pág. 38

4.1.6.1.2. Transmisión por cadenas.

(Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 38) plantea que, la transmisión por cadenas se emplea en los casos en que la distancia entre los ejes es tal que el uso de engranajes no resulta práctico. Normalmente, la transmisión por cadenas se aplica entre ejes paralelos que giran en el mismo sentido.

En la tabla 3 se presenta las ventajas y desventajas de la transmisión por cadenas.

Tabla 3*Ventajas y desventajas de la transmisión por cadenas*

<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Larga vida útil. • No se resbala o estira. • Buena capacidad para impulsar cierto número de ejes, desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz. • Permite una sincronización de los movimientos de los ejes. 	<ul style="list-style-type: none"> • Costo elevado. • Sin la debida lubricación, se pueden dar fallas en los rodillos y los pasadores. • Se requiere un mantenimiento más agresivo. • Exceso de ruido.

Fuente: “*Diseño y construcción de una máquina picadora de bagazo de caña de azúcar*”; 2011; pág. 38

4.1.6.1.3. Transmisión por correas.

(Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 39) afirma que, la transmisión consta de dos poleas conectadas entre sí por medio de una correa plana o una faja en forma de V. La transmisión de correa tiene un cierto patinaje, que impide su uso en mandos sincronizados. El patinaje puede tener un valor de hasta 5%, lo que depende especialmente del ángulo de contacto

entre polea y correa. Este tipo de transmisión es ampliamente utilizado en maquinaria agrícola, donde la distancia entre ejes sea relativamente grande.

En la tabla 4 se presenta las ventajas y desventajas de la transmisión por correas.

Tabla 4

Ventajas y desventajas de la transmisión por correas

<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Funciona como amortiguador. • Trabaja silenciosamente hasta velocidades lineales de 25m/s. • Facilidad de instalación y reemplazo. • Elevada capacidad de empuje. • Disminuyen el volumen de la máquina. • Bajo costo de mantenimiento. • Son elásticos y de gran longitud, por lo que absorben cargas de choques y vibraciones. • Buena resistencia a la fatiga. • Transmite potencia entre ejes paralelos. • No requieren lubricación. 	<ul style="list-style-type: none"> • No permite el uso de mandos sincronizados. • Es necesario controlar la tensión en la banda, para evitar su rotura o desalineamiento. • Menor tiempo de vida

Fuente: “*Diseño y construcción de una máquina picadora de bagazo de caña de azúcar*”; 2011; pág. 39

4.1.6.2. Mecanismos operativos.

4.1.6.2.1. Rodillos de alimentación forzada.

(Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 40) sostiene que, los rodillos para la alimentación forzada y uniforme del material. Los rodillos de alimentación sirven para facilitar la llegada del bagazo de caña de azúcar hacia el elemento picador y a su vez, para controlar la velocidad de alimentación del material a picarse. En el caso de no contar con estos rodillos, los dos factores antes mencionados deben ser controlados manualmente por el operador. Para el funcionamiento de estos rodillos se podría aprovechar el eje del motor de la máquina, regulando la velocidad mediante un moto-reductor. Lo que tendría como consecuencia un aumento en la potencia requerida del motor.

4.1.6.2.2. Rotor picador.

(Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 40) afirma que, el rotor va acoplado a un número de cuchillas que pasan cerca del contrafileo estacionario. Para este tipo de máquinas tomamos en cuenta dos tipos de rotores que son:

- **De volante.** – En los rotores de volante se utilizan cuchillas radiales (observar la figura 3 en el apartado 5), colocadas en el pesado volante de acero. El mismo que puede estar dotado de perforaciones que permiten el paso del material picado hasta la parte posterior, o sin ellas el material caería a la parte inferior. Este tipo de rotor es utilizado generalmente para máquinas estacionarias.

En la tabla 5 se presenta las ventajas y desventajas del rotor picador de volante.

Tabla 5

Ventajas y desventajas del rotor picador de volante

<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
<ul style="list-style-type: none"> • La masa del volante es menor que la del rodillo por lo tanto se usa menos material, lo cual reduce costos. • Las cuchillas son rectas, lo cual facilita el afilado de las mismas. • Facilidad de construcción. • Permite regular el ángulo de corte con mayor exactitud 	<ul style="list-style-type: none"> • Menor cantidad de material picado en función del tiempo. • Menor ángulo de corte

Fuente: “*Diseño y construcción de una máquina picadora de bagazo de caña de azúcar*”; 2011; pág. 41

- **De tambor.** – En los rotores de tambor el cilindro es ancho, y es mayor a medida que aumenta la potencia de las máquinas, en la superficie se sitúan las cuchillas formando hélices alrededor del cilindro, en número variable tal como se observa en la figura 5.

En la tabla 6 se presenta las ventajas y desventajas del rotor picador de tambor.

Figura 5

Rotor picador tipo tambor



Fuente: “*Validación del modelo de cálculo de la potencia consumida por las picadoras de forraje del tipo de tambor con alimentación manual*”; Valdés Hernández Pedro A., Rodríguez Martínez Arturo y Orozco Valencia Yoanis; 2012; pág. 8 (Valdés Hernández , Rodríguez Martínez , & Orozco Valencia ,

2012)

Tabla 6

Ventajas y desventajas del rotor picador de tambor

<i>Ventajas</i>	<i>Desventajas</i>
<ul style="list-style-type: none">• El borde cortante de las cuchillas pasa por el contrafilo en una posición algo tangencial. Con esto, se logra un trabajo de picado más uniforme y suave.• El ángulo de corte es mayor.• La longitud de las cuchillas es mayor, con lo cual se puede cortar un mayor número de cañas.	<ul style="list-style-type: none">• Dificultad en la construcción.• Dificultad en el afilado de las cuchillas, debido a su forma helicoidal.• Mayor costo de fabricación, por su volumen y mayor número de cuchillas.

Fuente: “*Diseño y construcción de una máquina picadora de bagazo de caña de azúcar*”; 2011; pág. 41

4.1.6.2.3. Expulsor del material picado.

- **Rotor-soplador o ventilador.** – Para la salida del material picado se puede aprovechar el mismo rotor picador, adicionado aletas (ventilador) al mismo para que estas soplen el bagazo picado hacia el exterior de la máquina a través de un conducto.
La práctica de ventilación más eficiente consiste en alimentar el material directamente en el ventilador, en donde se da cierto impulso inicial a las partículas. Se debe diseñar una alimentadora de tal modo que no permita la pérdida de aire del ducto.
- **Por gravedad.** – La recolección del material picado también se lo puede hacer por gravedad, dejando el espacio suficiente debajo del rotor para que el material picado pueda caer libremente hacia un depósito. El vaciado de dicho recolector puede ser manual, o adicionarse a un sistema automático. (Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 43)

4.2. Capítulo II: Fundamentación Teórica del Diseño Mecánico

4.2.1. Ensayo de Charpy o de impacto

Según (Toro Betancur, Álvarez Mejía, Cortés Marín , & González Sánchez, 2008, pág. 4711) afirma que, es un aparato el cual está constituido por un péndulo físico ubicado a cierta altura determinada y en su caída golpea una probeta de ensayo que se encuentra en la vía de oscilación del péndulo. La masa de caída posee la cuchilla la cual coincide la mitad del filo de la misma con el centro de gravedad. La energía absorbida se relaciona con energía potencial antes y después del impacto de la oscilación del péndulo. En la figura 6 se observa la máquina utilizada para el determinar la energía necesaria para cortar la caña.

Figura 6

Ensayo de Charpy para determinar la energía necesaria para cortar la caña



Fuente: “Correlación entre propiedades anatómicas, resistencia a flexión estática y energía requerida para el corte de la caña de azúcar”; Toro Betancur, Álvarez Mejía, Cortés Marín y González Sánchez, 2008, pág. 4711

4.2.2. Energía cinética

(Soto Pedraza, 2020, pág. 43) argumenta que, la energía cinética es la capacidad que tiene un cuerpo para realizar una actividad (trabajo) debido su movimiento o velocidad que en realice dicho trabajo se calcula mediante la ecuación 1 (Freedman & Young , 2013, pág. 182).

$$E_c = \frac{1}{2} * m_c * v_t^2 \quad \text{Ecuación 1}$$

4.2.3. Energía cinética rotacional

(Freedman & Young , 2013, pág. 289) plantea que, cualquier cuerpo en movimiento tiene energía cinética. La energía cinética rotacional no es una nueva forma de energía, es la energía

asociada al movimiento rotacional, así como la energía cinética al movimiento traslacional y viene dado por la ecuación 2. (Freedman & Young , 2013, pág. 289).

$$E_r = \frac{1}{2} * I * \omega^2 \quad \text{Ecuación 2}$$

4.2.4. Potencia de servicio ($P_{m\acute{a}q}$)

Según (Chicaiza Songor , 2015, pág. 28) es la potencia que requiere la máquina para su óptimo funcionamiento considerando todas sus condiciones de funcionamiento y se calcula mediante la ecuación 3.

$$P_{m\acute{a}q} = \frac{E}{t} \quad \text{Ecuación 3}$$

4.2.5. Potencia a transmitir (P_t)

(Chicaiza Songor , 2015, pág. 29) afirma que, es la potencia de servicio entre la eficiencia del sistema de transmisión por correas, en el caso de las bandas en V este valor esta de 70% al 96%, por razones de cálculo se adoptará un valor del 92% de eficiencia y se calcula mediante la ecuación 4.

$$P_t = \frac{P_{m\acute{a}q}}{\eta} \quad \text{Ecuación 4}$$

4.2.6. Potencia de diseño (P_d)

Según (Chicaiza Songor , 2015, pág. 29) es la potencia utilizada para el cálculo de la transmisión por bandas en V, pero considerando el factor de servicio (F_s) el factor de servicio se lo obtiene de la tabla 33 ubicada en el anexo 5, el factor de servicio es seleccionado para una maquinaria impulsada con características del par de torsión normal y se calcula mediante la ecuación 5.

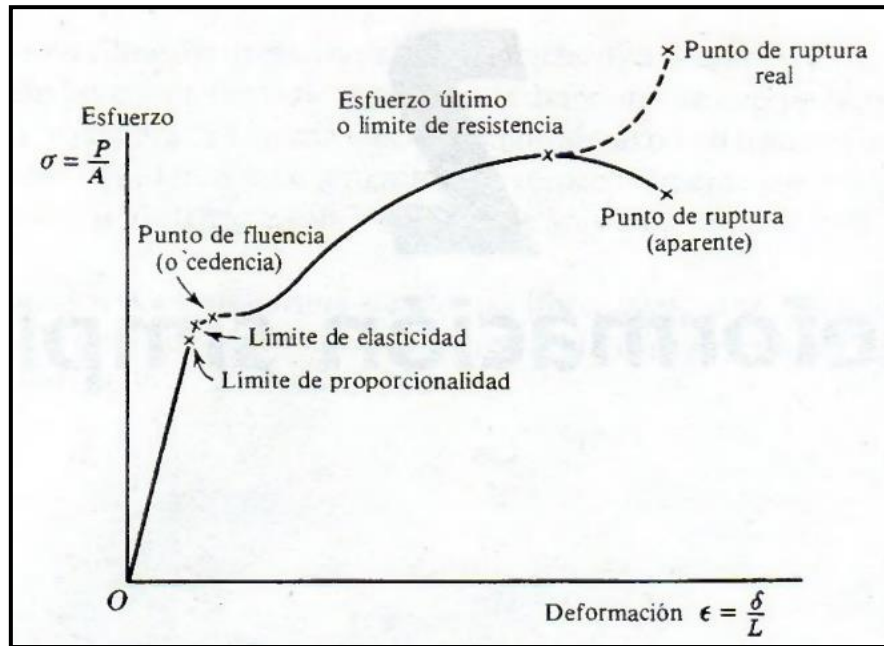
$$P_d = P_t * F_s \quad \text{Ecuación 5}$$

4.2.7. Diagrama Esfuerzo-Deformación

La resistencia de un material no es el único criterio que debe utilizarse al diseñar estructuras. Frecuentemente, la rigidez suele tener la misma o mayor importancia. En menor grado, otras propiedades tales como la dureza, la tenacidad y la ductilidad también influyen en la elección del material. Estas propiedades se determinan mediante pruebas denominadas ensayos. Se considera una probeta de acero sujeta entre mordazas de una máquina de pruebas de tensión donde se observa simultáneamente la carga y el alargamiento de una determina longitud de la misma, como se muestra en la figura 7.

Figura 7

Diagrama esfuerzo-deformación



Fuente: “Resistencia de materiales”; Andrew Pytel, Ferdinand L. Singer; 2008

4.2.8. Esfuerzo último

(Pytel & Singer , 2008, pág. 29) afirma que, el esfuerzo último, o bien el límite de resistencia es la máxima ordenada de la curva esfuerzo-deformación como se observa en la figura 7.

4.2.9. Esfuerzo de trabajo y factor de seguridad

(Pytel & Singer , 2008, pág. 30) sustenta que, es el esfuerzo real que soporta el material bajo la acción de unas cargas y no debe sobrepasar al esfuerzo admisible, que es el máximo al que puede someterse al material, con cierto grado de seguridad en la estructura o elemento y viene dado por la ecuación 6.

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{n_s} \tag{Ecuación 6}$$

4.2.10. Resistencia a la tensión

Se denomina esfuerzo a la relación de la fuerza por unidad de área que soporta un material y se expresa matemáticamente de la forma:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_{transversal}} \leq \sigma_{adm} \tag{Ecuación 7}$$

Para que el material resista este esfuerzo no debe superar el esfuerzo máximo del material. (Pytel & Singer , 2008, pág. 30)

4.2.11. Resistencia al corte

Se denomina esfuerzo a la relación de la fuerza que actúa paralelamente al plano que la resiste del material y se expresa matemáticamente de la forma:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_{paralela}} \leq \sigma_{adm} \quad \text{Ecuación 8}$$

Para que el material resista este esfuerzo no debe superar el esfuerzo máximo del material y aparecen siempre que las fuerzas aplicadas obliguen a que una sección sólida tienda a deslizar sobre la adyacente. (Pytel & Singer , 2008, pág. 30)

4.2.12. Cálculo de uniones soldadas

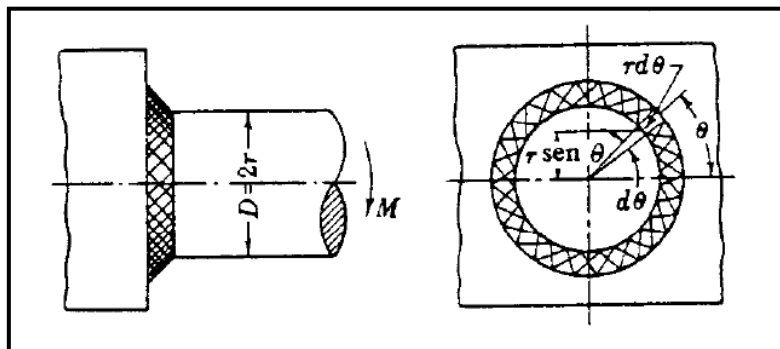
(Faires , 1971, pág. 658) plantea que, la soldadura es un proceso de fabricación el cual lleva un análisis de esfuerzos.

4.2.12.1. Soldadura anular.

La soldadura anular de la figura 8 está sometida a un momento M , donde el esfuerzo es proporcional a su distancia.

Figura 8

Soldadura anular



Fuente: “Diseño de Máquinas”; V.M. Faires; 1971; pág. 668

El esfuerzo viene dado por la ecuación 9. (Faires , 1971, pág. 668)

$$S = \frac{4 * M_s}{\pi * t_g * D^2} \quad \text{Ecuación 9}$$

4.2.13. Uniones a tensión: la carga externa

(Budynas & Nisbett, 2008, pág. 421) considera que, al aplicar la fuerza de sujeción (F_i) de manera correcta cuando se aprieta la tuerca, es decir cuando se aplica el torque requerido del perno (T_p) y en el perno actúa una carga externa de tensión.

Se tiene que la carga resultante en el perno se calcula mediante la ecuación 10.

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i \quad \text{Ecuación 10}$$

La fracción de la carga externa (C) se calcula utilizando la ecuación 11. (Budynas &

Nisbett, 2008, pág. 421)

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ecuación 11}$$

La rigidez del perno se calcula con la ecuación 12. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 413)

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{Ecuación 12}$$

La rigidez de los elementos a ensamblar se calcula con la ecuación 13. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 413)

$$k_m = \frac{0.5774\pi E d_p}{2 \ln \left[5 \frac{0.5774l + 0.5d_p}{0.5774l + 2.5d_p} \right]} \quad \text{Ecuación 13}$$

Para el cálculo de la longitud de la parte sin rosca de agarre (l_d) se utiliza la ecuación 14. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 412)

$$l_d = L - L_T \quad \text{Ecuación 14}$$

La longitud de la rosca del perno para roscas métricas se calcula utilizando la ecuación 15. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 408)

$$L_T = \begin{cases} 2d_p + 6 \text{ mm} & L \leq 125 \quad d_p \leq 48 \\ 2d_p + 12 \text{ mm} & 125 < L \leq 200 \\ 2d_p + 25 \text{ mm} & L > 200 \end{cases} \quad \text{Ecuación 15}$$

Para el cálculo de la longitud de la parte roscada (l_t) se calcula utilizando la ecuación 16. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 412)

$$l_t = l - l_d \quad \text{Ecuación 16}$$

4.2.13.1. Relación de par de torsión del perno con la tensión del perno.

La fuerza de sujeción o precarga (F_i) es muy deseable en conexiones importantes con pernos, en el cual se debe asegurar cuando se ensamblan las partes. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 422)

La relación de par de torsión y la tensión del perno viene dado por la ecuación 17.

$$T_p = K F_i d_p \quad \text{Ecuación 17}$$

4.2.14. Teorías de falla por fatiga

(Norton, 2011, pág. 233) sostiene que, el fenómeno se presentó en el siglo XIX en los ejes de los ferrocarriles cuando empezaron a fallar en un tiempo limitado de servicio.

Los materiales utilizados fueron acero dúctil y los fallos presentaban como materiales frágiles, los ejes eran diseñados con toda experiencia de ingeniería en esa época la cual bases científicas eran con fuerzas estáticas. El concepto de fuerzas dinámicas (cargas) era un

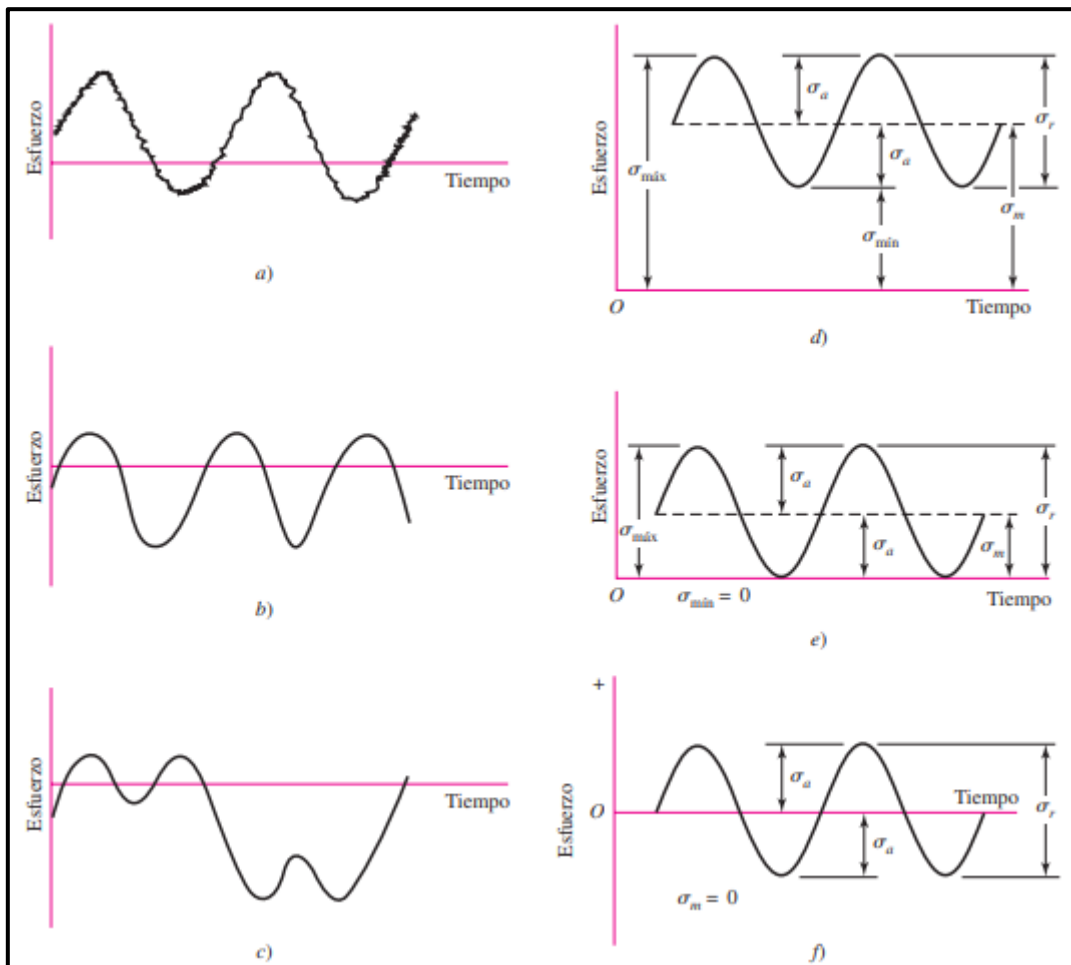
fenómeno nuevo.

4.2.14.1. Caracterización de esfuerzos fluctuantes.

(Budynas & Nisbett, 2008, pág. 292) afirma que, los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Sin embargo, también ocurren otro tipo de patrones, algunos muy irregulares tal como se observa en la figura 9.

Figura 9

Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido



Fuente: “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”; Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett; 2008; pág. 293

Las siguientes relaciones resultan evidentes en la figura 9.

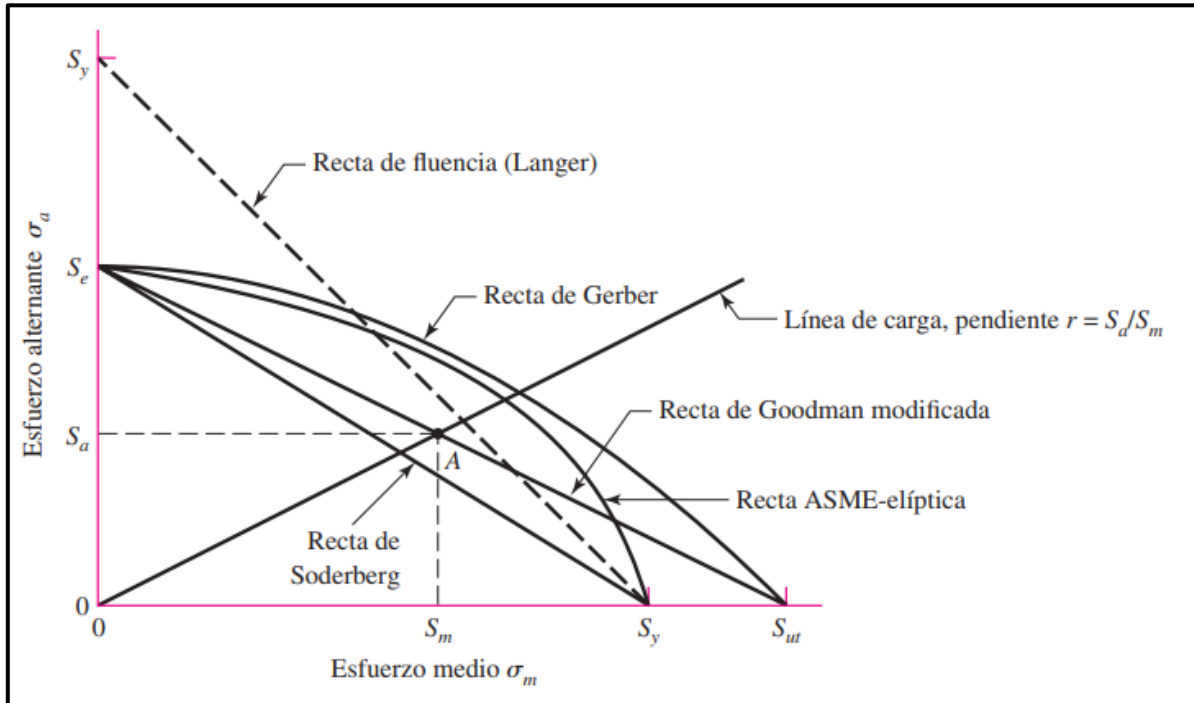
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad \text{Ecuación 18}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \right| \quad \text{Ecuación 19}$$

4.2.14.2. Criterios de falla por fatiga.

Figura 10

Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. Para cada criterio, los puntos en o “arriba” de la recta respectiva indican falla. Por ejemplo, un punto A en la recta de Goodman proporciona la resistencia S_m como el valor límite de σ_m correspondiente a la resistencia S_a , la cual, emparejada con σ_m , es el valor límite de σ_a .



Fuente: “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”; Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett; 2008; pág. 297

En la figura 10 se representan cinco criterios de falla: de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME-elíptica y de fluencia. En el diagrama se prueba que sólo el criterio de Soderberg ofrece protección contra la fluencia. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 295)

La ecuación de criterio de la recta de Soderberg es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \tag{Ecuación 20}$$

Los esfuerzos $n_s * \sigma_a$ y $n_s * \sigma_m$ pueden reemplazar a S_a y S_m , donde n_s es el factor de diseño o de seguridad. Entonces, la ecuación 20, la recta de Soderberg, se transforma en:

$$\frac{n_s * \sigma_a}{S_e} + \frac{n_s * \sigma_m}{S_y} = 1 \tag{Ecuación 21}$$

Despejando la ecuación 21 se tiene:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n_s} \tag{Ecuación 22}$$

4.2.14.3. Combinaciones de modos de carga.

El procedimiento cuando existen unas mezclas de cargas de cargas ya sea axial, de flexión y de torsión se describe a continuación.

Se considera dos elementos de esfuerzos: uno para los esfuerzos alternantes y otro para los esfuerzos medios. Se aplican los factores apropiados del esfuerzo por fatiga para cada uno de los esfuerzos: aplique (k_f) flexión para los esfuerzos por flexión, (k_{fs}) torsión para los esfuerzos torsionales y (k_f) axial para los esfuerzos axiales. Enseguida se calcula un esfuerzo de von Mises equivalente para cada uno de estos dos elementos de esfuerzo, σ_a y σ_m . Finalmente, seleccione un criterio de falla (Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptica o Soderberg) para completar el análisis de fatiga.

Considerando que los esfuerzos flexionantes, torsionales y axiales tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de von Mises de los dos elementos de esfuerzo pueden

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(k_f)(\sigma_a)_f + (k_f) \frac{(\sigma_a)_a}{0.85} \right]^2 + 3[(k_{fs})(\tau_a)]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{Ecuación 23}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(k_f)(\sigma_m)_f + (k_f)(\sigma_m)_a \right]^2 + 3[(k_{fs})(\tau_m)]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{Ecuación 24}$$

escribirse como (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 310):

Un método más simple y conservador consiste en sumar la ecuación 23 y la ecuación 24. (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 309-310)

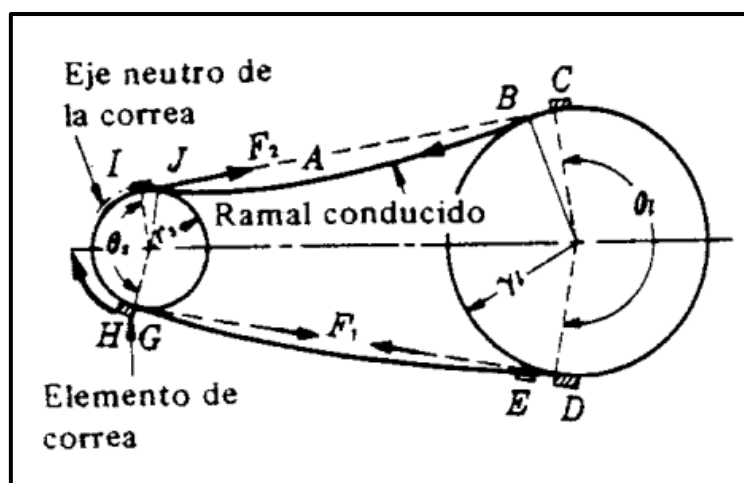
$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sigma'_a + \sigma'_m \quad \text{Ecuación 25}$$

4.2.15. Fuerza tangencial neta y variación de esfuerzos en correas

Si la polea menor es conductora en sentido de destrozo (en la figura 11 la fuerza F_1 en el ramal de llegada de la correa es mayor que F_2 en el ramal de salida). Estas fuerzas de torsión producen el par de torsión resistente. (Faires , 1971, pág. 575)

Figura 11

Correa abierta, polea menor conductora



Fuente: "Diseño de Máquinas"; V.M. Faies; 1971; pág.575

$$T = (F_1 - F_2) * r$$

Ecuación 26

La diferencia de las fuerzas se llama fuerza tangencial neta: (Faires , 1971, pág. 575)

$$F_t = (F_1 - F_2)$$

Ecuación 27

Donde:

4.2.15.1. Relación de tensiones

Según (Faires , 1971, pág. 591) recomienda que la relación de entre tensiones (F_1/F_2) puede ser entre 3 y 5, tomando un valor promedio se tiene que $F_1/F_2 = 4$.

$$F_1 = 4F_2$$

Ecuación 28

4.2.16. Procedimiento para el diseño de un eje

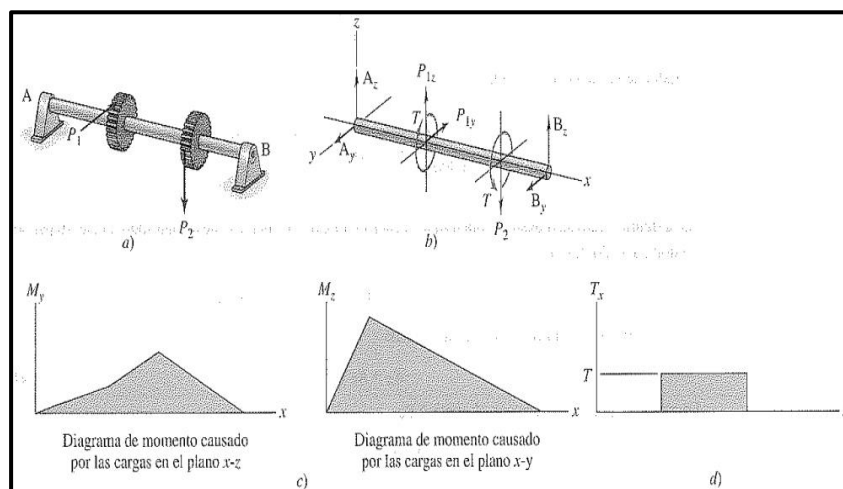
En el proceso proceso de transmisión de potencia a una velocidad rotacional dada, un eje puede estar a un movimiento de torsión o par de torsión. De esta forma en el eje se desarrollará un esfuerzo cortante generado por la torsion. Así mismo algunos elementos de máquinas cuando se montan sobre un eje desarrollan momentos flexionantes. Un eje que soporta uno o mas de los distintos elementos de máquinas deben soportarse en cojinetes.

(Hamrock, Jaconson, & Schmid, 2003, págs. 425-426) sustenta que, el procedimiento general para el diseño de ejes es el siguiente:

1. Se desarrolla un diagrama de cuerpo libre reemplazando los diversos elementos de máquinas montados sobre el por su carga estáticamente equivalente o componentes de torsión. (Observar la figura 12)

Figura 12

Ensamble del eje. a) Eje con dos cojinetes A y B; b) Diagrama de cuerpo libre del par de torsión y de las fuerzas resultantes; c) Diagrama de momentos en los planos x-z y x-y d) diagrama del par de torsión



Fuente: “Elementos de Máquinas”; Bernard J. Hamrock, Bo O. Jaconson, Steven R. Schmid; “Elementos de máquinas”; 2000; pág 425

2. Se dibuja un diagrama de momentos flexionantes en los planos (xy) y (xz) como se indica en la figura 12 b). El momento interno resultante (M) en cualquier sección a lo largo del eje se expresa como (Hamrock, Jaconson, & Schmid, 2003, pág. 26):

$$M = \sqrt{|M_{xz}|^2 + |M_{xy}|^2} \quad \text{Ecuación 29}$$

3. Se desarrollará un diagrama un diagrama de los pares de torsión como se muestra en la figura 12 en el apartado c). El par de torsión que se desarrollará de un elemento transmisor de potencia debe balancear el par de torsión de los otros elementos trasmisores de potencia.
4. Se establece la localización la sección transversal critica o la localización x donde el par de torsión y en momento son mayores.
5. En consecuencia, se calcula el diámetro del eje con la hipótesis de la tensión transversal o de Mohr. (Mott, Robert L., 2009, págs. 546-548) A partir de la se despeja para calcular el diámetro del eje.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \leq \sigma_{adm} \quad \text{Ecuación 30}$$

El esfuerzo flexionante se lo calcula a partir de la ecuación 31. (Mott, Robert L., 2009, pág. 546)

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ecuación 31}$$

El módulo de sección se lo calcula a partir de la ecuación 32. (Mott, Robert L., 2009, pág. 370)

$$S = \frac{I_a}{c} \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde el momento de inercia de un eje macizo viene dado por la ecuación 33. (Mott, Robert L., 2009, pág. 690)

$$I_a = \frac{\pi * d_e^4}{64} \quad \text{Ecuación 33}$$

En el cual se reemplaza en la ecuación 32, entonces se tiene que el módulo de sección:

$$S = \frac{\pi * d_e^4}{64} \cdot \frac{d_e}{2} = \frac{\pi * d_e^3}{32} \quad \text{Ecuación 34}$$

El esfuerzo torsional cortante se lo calcula a partir de la ecuación 35. (Mott, Robert L., 2009, pág. 547)

$$\tau = \frac{T}{Z_p} \quad \text{Ecuación 35}$$

El módulo de sección polar se lo calcula a partir de la ecuación 36. (Mott, Robert L., 2009, pág. 202)

$$Z_p = \frac{J}{c} \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde el momento polar de un eje macizo viene dado por la ecuación 37. (Mott, Robert L., 2009, pág. 690)

$$J = \frac{\pi * d_e^4}{32} \quad \text{Ecuación 37}$$

Se reemplaza en la ecuación 36, entonces se tiene que el módulo de sección polar:

$$Z_p = \frac{\pi * d_e^4}{\frac{32}{\frac{d_e}{2}}} = \frac{\pi * d_e^3}{16} \quad \text{Ecuación 38}$$

Esto quiere decir que el módulo de sección polar es igual a dos veces el módulo de sección.

$$Z_p = 2S$$

Reemplazando en la ecuación 30 se tiene que:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{M}{2S}\right)^2 + \left(\frac{T}{Z_p}\right)^2} = \tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{M}{Z_p}\right)^2 + \left(\frac{T}{Z_p}\right)^2} = \frac{1}{Z_p} * \sqrt{M^2 + T^2}$$

Según (Mott, Robert L., 2009, pág. 548) afirma que, $\sqrt{M^2 + T^2}$ se denomina par de torsión equivalente o momento reducido (T_e). (Ecuación 39)

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} \quad \text{Ecuación 39}$$

Por lo tanto, la ecuación modificada se tiene (ecuación 40):

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T_e}{Z_p} \leq \sigma_{adm} \quad \text{Ecuación 40}$$

Entonces el diámetro del eje se calcula (ecuación 41) despejando de la ecuación 40.

$$\frac{T_e}{\frac{\pi * d_e^3}{16}} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow d_e \geq \sqrt[3]{\frac{16 * T_e}{\pi * \sigma_{adm}}} \quad \text{Ecuación 41}$$

- Al existir concentración de tensiones se procede a la corrección del momento reducido donde se incorporan los factores de concentración de tensiones para el caso de la torsión al no existir esfuerzo a la flexión.

El momento reducido modificado se lo calcula mediante la ecuación 42.

$$T_{em} = \sqrt{[(k_f) * M]^2 + [(k_f) * T]^2} \quad \text{Ecuación 42}$$

Los factores de concentración de esfuerzo teórico se seleccionan de la tabla 46 ubicada en el anexo 18.

4.2.16.1. Diseño del eje a la fatiga

Para el cálculo de esfuerzos combinados múltiples se utiliza el método de la teoría de falla por la distorsión el consiste (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 310):

1. Se determina qué tipo de esfuerzo fluctuante actúan en el eje. (Figura 9)
2. Se determina qué tipo de elemento de esfuerzo actúan ya sea medio, de amplitud o ambos.
3. El esfuerzo medio y de amplitud viene dado por la ecuación ecuación 18 y la ecuación 19 respectivamente.
4. Se selecciona un criterio de falla (Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptica o Soderberg) para completar el análisis de fatiga.

El esfuerzo de flexión y de torsión para un eje macizo viene dado por la ecuación 43 y la ecuación 44 respectivamente el cual reemplazando se tiene la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d_e^3} \quad \text{Ecuación 43}$$

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d_e^3} \quad \text{Ecuación 44}$$

Al no existir fuerzas axiales reemplazando en la ecuación 23 y la ecuación 24 se tiene:

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(k_f) * \frac{32 * M_a}{\pi * d_e^3} \right]^2 + 3 \left[(k_{fs}) * \frac{16 * T_a}{\pi * d_e^3} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{Ecuación 45}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(k_f) * \frac{32 * M_m}{\pi * d_e^3} \right]^2 + 3 \left[(k_{fs}) * \frac{16 * T_m}{\pi * d_e^3} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{Ecuación 46}$$

5. Aplicando en la ecuación 22 se tiene:

$$\frac{1}{n_s} = \frac{1}{S_e} \left\{ \left[(k_f) * \frac{32 * M_a}{\pi * d_e^3} \right]^2 + 3 \left[(k_{fs}) * \frac{16 * T_a}{\pi * d_e^3} \right]^2 \right\}^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left\{ \left[(k_f) * \frac{32 * M_m}{\pi * d_e^3} \right]^2 + 3 \left[(k_{fs}) * \frac{16 * T_m}{\pi * d_e^3} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad \text{Ecuación 47}$$

6. De la ecuación 47 se despeja el diámetro del eje:

$$\frac{1}{n_s} = \frac{16}{\pi * d_e^3} \left\{ 4 \left[(k_f) * \frac{M_a}{S_e} \right]^2 + 3 \left[(k_{fs}) * \frac{T_a}{S_e} \right]^2 \right\}^{1/2} + \frac{16}{\pi * d_e^3} * \left\{ 4 \left[(k_f) * \frac{M_m}{S_y} \right]^2 + 3 \left[(k_{fs}) * \frac{T_m}{S_y} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$d_e = \sqrt[3]{\left(\frac{16 * n_s}{\pi} \right) \left[\left\{ 4 \left((k_f) * \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left((k_{fs}) * \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right\}^{1/2} + \left\{ 4 \left((k_f) * \frac{M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left((k_{fs}) * \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right\}^{1/2} \right]} \quad \text{Ecuación 48}$$

El límite de resistencia a la fatiga se calcula mediante la ecuación 49. (Budynas &

Nisbett, 2008, pág. 279)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ecuación 49}$$

El factor de modificación de la condición superficial se calcula utilizando la ecuación 50:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ecuación 50}$$

El factor de modificación del tamaño se calcula a partir de la siguiente expresión, tomando en cuenta el diámetro calculado. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 280)

$$k_b = \begin{cases} (d_p/0.3)^{-0.107} = 0.879 d_p^{-0.107} & 0.11 \leq d_p \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91 d_p^{-0.157} & 2 < d_p \leq 10 \text{ pulg} \\ (d_p/7.62)^{-0.107} = 1.24 d_p^{-0.107} & 2.79 \leq d_p \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 d_p^{-0.157} & 51 < d_p < 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación 51}$$

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria se calcula mediante la ecuación 52.

(Budynas & Nisbett, 2008, pág. 282)

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Ecuación 52}$$

El factor de modificación de la carga se calcula a partir de la ecuación 53. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 336)

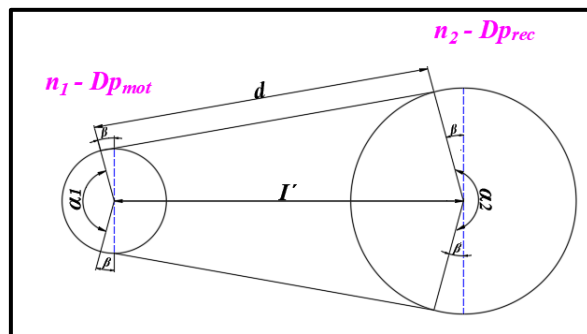
$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad \text{Ecuación 53}$$

4.2.17. Correas trapecoidales

Para el cálculo de las correas trapeciales se utiliza el catálogo (OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales, 2006). De la figura 13 se deducen las ecuaciones para el cálculo de la longitud de la correa:

Figura 13

Geometría del sistema de transmisión por correas trapeciales



Fuente: "OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales; 2006; pág. 4

Ángulos de contacto de las poleas

Polea menor:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\beta \quad \text{Ecuación 54}$$

Polea mayor:

$$\alpha_2 = 180^\circ + 2\beta \quad \text{Ecuación 55}$$

Longitud de arco de contacto de las poleas

Polea menor:

$$\delta_1 = \alpha_1 * \left(\frac{\pi}{180^\circ}\right) * \left(\frac{Dp_{mot}}{2}\right) \quad \text{Ecuación 56}$$

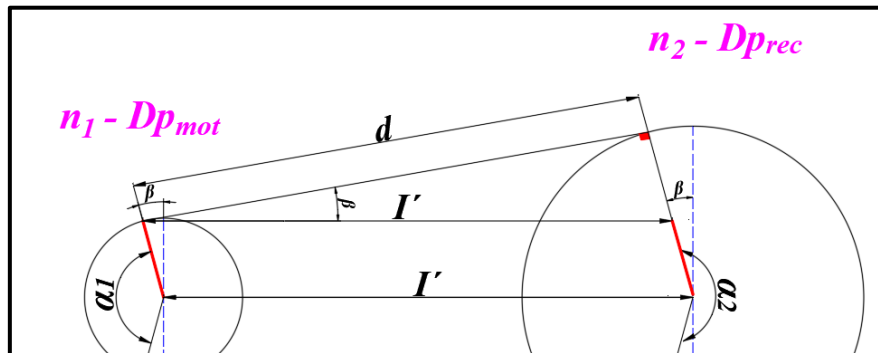
Polea mayor:

$$\delta_2 = \alpha_2 * \left(\frac{\pi}{180^\circ}\right) * \left(\frac{Dp_{rec}}{2}\right) \quad \text{Ecuación 57}$$

La longitud de la correa d es tangencial a la polea receptora por lo tanto forma un ángulo de 90° . Al desplazar la distancia entre centros (I') donde empieza la longitud de la correa d de la polea motriz, el ángulo que forma d y la vertical (I') es β . (Observar la figura 14)

Figura 14

Geometría del sistema de transmisión por correas trapeciales



Fuente: *El autor*

Utilizando las funciones trigonométricas se tiene:

$$\cos(\beta) = \frac{d}{I'} \quad \text{Ecuación 58}$$

$$\text{sen}(\beta) = \frac{rp_{rec} - rp_{mot}}{I'} \quad \text{Ecuación 59}$$

Longitud de la correa instalada (d)

$$d = I' \cos(\beta) \quad \text{Ecuación 60}$$

Longitud primitiva de la correa o longitud total de la correa (L_p)

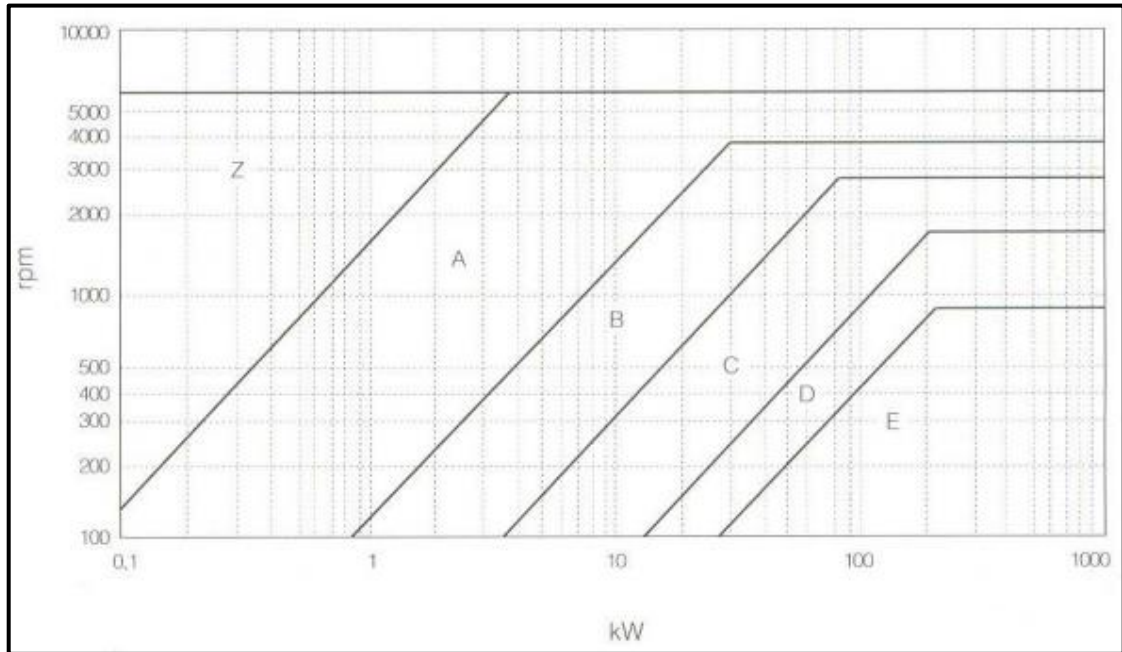
$$L_p = \delta_1 + 2d + \delta_2 \quad \text{Ecuación 61}$$

En base al manual Oleostatic correas trapeciales convencionales (OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales, 2006) se plantea el siguiente procedimiento:

1. Para determinar la sección de la correa mediante la figura 15 se realiza en función de la potencia de diseño (kW) y la velocidad angular de la polea más rápida (rpm).

Figura 15

Selección de la correa



Fuente: "OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales; 2006; pág.6

2. Se procede a calcular la relación de transmisión mediante la ecuación 62. (OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales , 2006, pág. 8)

$$k = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Dp_{rec}}{Dp_{mot}} \quad \text{Ecuación 62}$$

- La relación de transmisión se la considera de multiplicación de velocidad cuando $k < 1$
- La relación de transmisión se la considera de reducción de velocidad cuando $k > 1$

3. De la ecuación 63 se despeja el diámetro de la polea motriz (Dp_{mot}):

$$Dp_{mot} = \frac{Dp_{rec}}{k} \quad \text{Ecuación 63}$$

4. Mediante la tabla 36 ubicada en anexos se selecciona el diámetro de la polea motriz Dp_{mot} .
5. Se corrige la relación de transmisión utilizando la ecuación 63.
6. Según (OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales , 2006, pág. 8) las poleas tienen que estar equilibradas estáticamente hasta una velocidad de 30 m/s, se corrobora mediante la ecuación 64.

El diámetro viene dado en mm y las revoluciones en rpm.

$$v = \frac{0.052 * Dp_{mot} * n_1}{1000} < 30 \text{ m/s} \quad \text{Ecuación 64}$$

7. Se procede a calcular las distancias entre ejes (I) mediante la ecuación 65 y la ecuación 66 tomando en cuenta las siguientes relaciones: (OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales , 2006, pág. 9)

- Si k está comprendida entre 1 y 3

$$I \geq \frac{(k + 1) * Dp_{mot}}{2} + Dp_{mot} \quad \text{Ecuación 65}$$

- Si $k > 3$

$$I \geq Dp_{mot} \quad \text{Ecuación 66}$$

8. Se calcula el ángulo de contacto (β) despejando de la ecuación 59.

9. Se calcula la longitud primitiva de las correas mediante la ecuación 61, para el cálculo de longitud primitiva se debe calcular los siguientes parámetros: el ángulo de contacto de la polea menor como mayor (ecuación 54 y la ecuación 55) y a su vez la longitud de arco de la polea mayor y menor (ecuación 56 y la ecuación 57 respectivamente).

10. Utilizando la tabla 36 ubicada en el anexo 8 se procede a seleccionar la longitud primitiva (L_p) aproximada.

11. Se calcula el ángulo de contacto de la polea menor ($\gamma = \alpha_I$) mediante la ecuación 54 para proceder a calcular el factor de corrección C_γ utilizando la tabla 37 ubicada en el anexo 9.

12. Con lo longitud primitiva de la correa se calcula el C_L utilizando la tabla 38 ubicada en el anexo 10.

13. Se procede a calcular las prestaciones actuales (P_a) mediante la ecuación 67.

(OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales , 2006, pág. 9)

$$P_a = (P_b + P_{dc}) * C_\gamma * C_L \quad \text{Ecuación 67}$$

14. Utilizando la ecuación 68 se calcula el número de correas. (OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales , 2006, pág. 9)

$$Q\# = \frac{P_d}{P_a} \quad \text{Ecuación 68}$$

4.2.18. Rodamiento de bolas de una hilera

Los rodamientos de bolas establecen contacto puntual con los caminos de rodadura del aro como se observar la figura 16. Con el incremento de la carga que actúa en el rodamiento, el punto de contacto se transforma en un área elíptica. El área de contacto pequeña genera baja fricción por rodadura, lo que permite a los rodamientos de bolas admitir altas velocidades,

aunque también limita su capacidad de carga. (SKF Rodamientos , 2019, pág. 20)

Figura 16

Rodamiento de bolas de una hilera



Fuente: "Rodamientos SKF"; 2019; pág. 20

La metodología a utilizar para la selección de rodamientos es del manual (Rodamientos FAG, 1999) y se la describe a continuación:

- Primeramente, se debe conocer algunos parámetros a utilizar entre estos tenemos:

Exponente de vida p

Existen dos exponentes de vida: para rodamiento de bolas y otro para rodamiento de rodillos: (Rodamientos FAG, 1999, pág. 31)

- $p = 3$ rodamiento de bolas
- $p = 3/10$ rodamiento de rodillos

Factor de velocidad (f_n)

El factor de velocidad se utiliza para describir la condición de velocidad del rodamiento y se calcula utilizando la ecuación 69. (Rodamientos FAG, 1999, pág. 32)

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}} \quad \text{Ecuación 69}$$

Carga dinámica equivalente al rodamiento (P)

La carga dinámica equivalente del rodamiento se define como una carga hipotética, constante en magnitud y sentido, que actúa radialmente sobre los rodamientos radiales, y axialmente y en forma centrada sobre los rodamientos axiales, se calcula utilizando la ecuación 70. (Rodamientos FAG, 1999, pág. 31)

$$P_r = (X * F_r + Y * F_a) * f_z \quad \text{Ecuación 70}$$

- Una vez conocido los parámetros se procede a calcular la capacidad de carga dinámica (C) para selección del rodamiento, mediante la ecuación 71. (Rodamientos FAG, 1999, pág. 31)

$$C_r = \frac{f_L * P}{f_n}$$

Ecuación 71

4.2.19. Chavetas

Según (Norton , 2011, pág. 432) afirma que, la ASME define la cuña (chaveta) como una pieza de maquinaria desmontable que, cuando se ensambla en los cuñeros, brinda un medio positivo de transmisión del torque entre el eje y la maza.

En las cuñas existen dos modos de falla: cortante y por contacto.

La falla cortante ocurre cuando la cuña corta a lo ancho en el punto de contacto entre el eje y la maza de la cuña y la falla por contacto cuando se incrustan cualquiera de los lados debido a la compresión. (Norton , 2011, pág. 434)

4.2.19.1. Falla por corte.

El esfuerzo cortante o resistencia al corte viene dado por la ecuación 72, donde el área de corte (área paralela) es el ancho de la cuña (b_c) por la longitud de la cuña (l_c) y la fuerza que actúa se la calcula despejando del torque de la máquina ($T_{máq}$). Teniendo así:

$$\sigma_c = \frac{T_{máq}}{A_{paralela} * \frac{D}{2}} \leq \sigma_{adm} = \frac{2T_{máq}}{b_c * l_c * D} \leq \sigma_{adm}$$

Despejando la longitud de la cuña se tiene:

$$l_c = \frac{2T_{máq}}{\sigma_c * b_c * D}$$

Ecuación 72

4.2.19.2. Falla por contacto.

El esfuerzo de presión por contacto viene dado mediante la ecuación 73, el área transversal es la mitad altura de la cuña (h_c) por la longitud de la cuña (l_c) y la fuerza que actúa se la calcula despejando del torque de la máquina ($T_{máq}$). Teniendo así:

$$\sigma_p = \frac{T_{máq}}{A_{transversal} * \frac{D}{2}} \leq \sigma_{adm} = \frac{4T_{máq}}{h_c * l_c * D} \leq \sigma_{adm}$$

Despejando la longitud de la cuña se tiene:

$$l_{cp} = \frac{4T_{máq}}{\sigma_p * h_t * D}$$

Ecuación 73

4.2.20. Turbomáquinas hidráulicas: Ventiladores

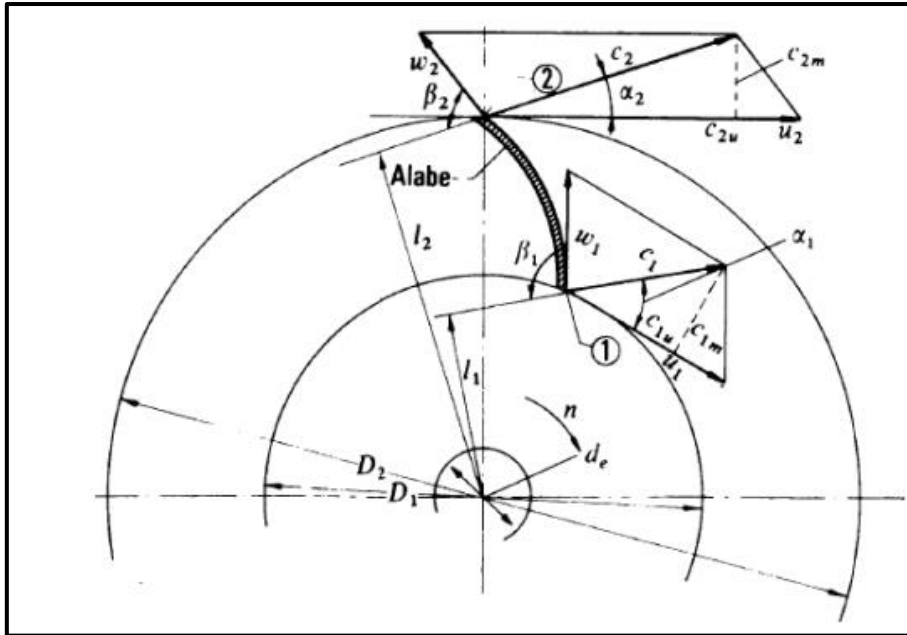
Los ventiladores son máquinas hidráulicas que pertenecen al grupo de las turbomáquinas, se caracterizan por absorber energía mecánica y entregar energía al fluido, también se denomina máquinas de corriente donde el cambuí de dirección y el valor de velocidad del fluido juegan un papel esencial. El principio de funcionamiento es la ecuación de

Euler, la cual expresa el intercambio de energía en el rodete de todo este tipo de máquinas. (Mataix, 2006, pág. 357)

En la figura 17 se representa el plano con corte transversal de una turbomáquina donde se observa los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete.

Figura 17

Corte transversal del rodete, donde se visualiza el triángulo de velocidades

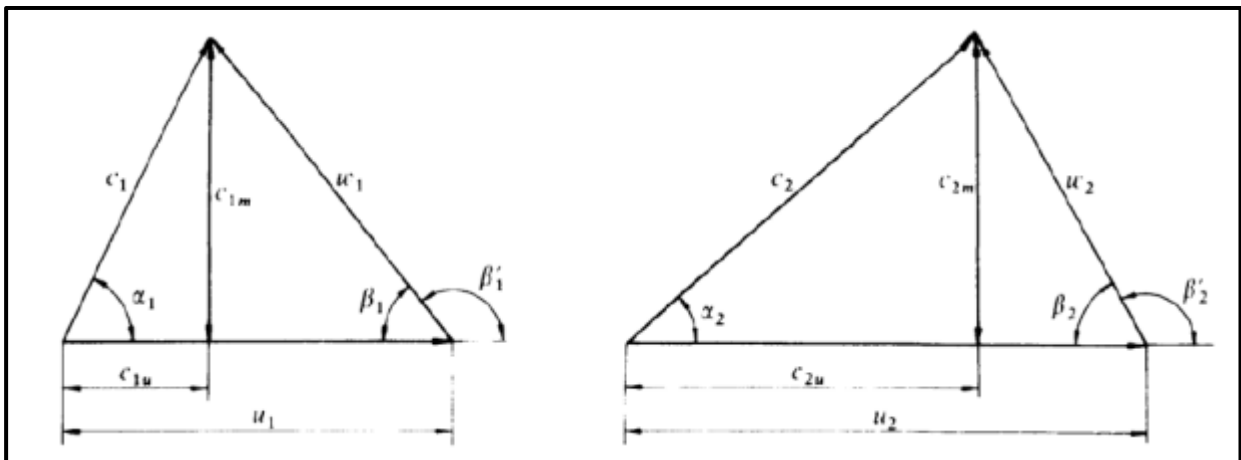


Fuente: “Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas”; Mataix Claudio; 2006; pág 359

Para visualizar la notación internacional de los triángulos de velocidades tanto a la entrada y salida de los álabes se observa en la figura 18

Figura 18

Triángulo de velocidades de entrada y salida de los álabes del rodete de un ventilador con la notación internacional



Fuente: “Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas”; Mataix Claudio; 2006; pág 365

El cálculo de la potencia necesaria del rodete que comunica el fluido parte del “teorema

de la cantidad de movimiento” de donde se deduce el momento de la cantidad de movimiento y se expresa de la siguiente forma matemática (Mataix, 2006, pág. 361) :

$$M_v = Q\rho[r_2c_2 \cos(\alpha_2) - r_1c_1 \cos(\alpha_1)] \quad \text{Ecuación 74}$$

Multiplicado por la velocidad angular en el eje del rote se tiene la potencia (Mataix, 2006, pág. 361):

$$P_u = M_v * \omega = Q\rho g H_u \quad \text{Ecuación 75}$$

Donde la altura equivalente (H_u) se expresa de la “primera forma de la ecuación de Euler” (Mataix, 2006, pág. 363):

$$H_u = \frac{u_2c_{2u} - u_1c_{1u}}{g} \quad \text{Ecuación 76}$$

La potencia de accionamiento del ventilador se calcula mediante la ecuación 77.

$$P_v = \frac{P_u}{n_{tot}} \quad \text{Ecuación 77}$$

4.2.20.1. Consideraciones para el diseño de rodetes.

Para el diseño de ventiladores centrífugos es necesario conocer las aplicaciones, es decir en para que se tipo de trabajo se va utilizar. A continuación, se describe las fórmulas básicas para el dimensionamiento del ventilador. (Pretel Alcántara, 2019, pág. 35)

- **Número de álabes** (Pretel Alcántara, 2019, pág. 41)

$$Z = \frac{(D_2 + D_1)\pi}{D_2 - D_1} \quad \text{Ecuación 78}$$

- **Altura del álabe** (Pinta Bustamante , 2020, pág. 54)

$$h_1 = \frac{D_2 - D_1}{2} \quad \text{Ecuación 79}$$

- **Ancho del álabe** (Pinta Bustamante , 2020, pág. 54)

$$b = \frac{D_1}{4} \quad \text{Ecuación 80}$$

5. Metodología

5.1. Materiales

5.1.1. *Materiales de oficina*

Seguidamente, se presentan los materiales para la ejecución del proyecto de tesis:

- Bibliografía:
 - Tipos de máquinas picadoras y proceso de picado.
 - Diseño mecánico.
- Software:
 - SolidWorks (licencia estudiantil).
 - AutoCAD (licencia estudiantil).
 - Mathcad.
 - MdSolids
 - Cade SIMU.

5.1.2. *Recursos humanos*

Los principales recursos humanos que están involucrados en el presente proyecto se los anuncia a continuación:

- Director de tesis.
- Asesores (docentes).
- Tesista.
- Ensayo de las propiedades físicas de la caña.
- Investigación para determinar la geometría y el radio de giro de la cuchilla.
- Ensayo para establecer la distancia que alcanza una partícula expulsada por el ventilador de una máquina picadora.

5.2. Métodos

La presente investigación está encaminada hacia el diseño y selección de los componentes que se pueden implementar, tanto mecánicos y eléctricos para el picado de pasto y caña que es la actividad que está dispuesta a realizar la máquina, por lo que se ha establecido un método estructurado, basado en la metodología descrita por el autor (Ulrich & Eppinger , 2012, pág. 54), donde detalla el proceso de diseño para la obtención de un producto; a continuación, se detalla el siguiente plan de ejecución:

5.2.1. *Búsqueda de información*

Se buscó información relevante sobre el proceso de picado, los diferentes tipos de máquinas picadoras para forraje y fundamentación teórica del diseño mecánico., es decir, toda

la información que sea de utilidad para respaldar la investigación.

5.2.2. Determinación de parámetros constructivos y de operación

En este punto, mediante la información adquirida se estableció parámetros de funcionamiento de la máquina referente a: el tipo de máquina, proceso y tamaño de picado, sistemas que conforman la máquina y datos técnicos del lugar donde estará ubicada la máquina.

5.2.3. Propuestas y evaluación de diseños

Se estableció tres propuestas de diseño y cada una de ellas se evaluó con el propósito de elegir la alternativa que más se adapte a los requerimientos establecidos.

5.2.3.1. Métodos para la selección de alternativas de diseño

Con la finalidad de elegir la mejor alternativa de diseño se tomó en cuenta dos puntos importantes a evaluar, que son: alternativas y criterios para esto se hace uso del método ordinal corregido de criterios ponderados. (Riba Romeva , 2002, pág. 59)

Mediante la aplicación de este método permitió realizar la evaluación de cada alternativa en las diferentes etapas del proceso de selección, con la intención de que posteriormente sirva de respaldo en la toma de decisiones. Estas valoraciones normalmente no se centran sobre un componente en específico, sino que permite ponderar distintas características a partir de criterios que habitualmente implican juicios de valor.

Se propuso tres alternativas y cuatro criterios recomendado por Carles Riba Romeva en el libro “Diseño *concurrente*”. (Riba Romeva , 2002, pág. 59)

Trata de que los criterios son evaluados entre sí (filas vs columnas), donde se categoriza tomando los siguientes valores:

- [1] Si el criterio (o alternativa) de las filas es superior (o mejor; >) que el de las columnas.
- [0.5] Si el criterio (o alternativa) de las filas es equivalente (=) al de las columnas
- [0] Si el criterio (o alternativa) de las filas es inferior (o peor;<) que las columnas.

Después las alternativas son categorizadas por cada criterio y evaluadas entre sí (filas vs columnas). Todos los criterios y alternativas tienen valorización para evitar que alguna sea nula.

Por lo tanto, se realizó una tabla para los criterios entre sí, cuatro tablas evaluando cada criterio entre las diferentes alternativas y finalmente una tabla del resultado total, donde cada alternativa es el resultado de la suma del producto de cada peso específico de cada alternativa por el peso específico de cada criterio. (Riba Romeva , 2002, pág. 60)

Las alternativas y criterios se describen en la sección **6.1.1**. A partir de los datos

establecidos se procede a los siguientes pasos:

1. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 7

Evaluación del peso específico de cada criterio

<i>fiabilidad > ensamblaje > mantenimiento = precio</i>						
	<i>fiab.</i>	<i>ensamb.</i>	<i>manten.</i>	<i>precio</i>	$\Sigma+1$	<i>pondera.</i>
<i>fiabilidad</i>		1	1	1	4	0.4
<i>ensamblaje</i>	0		1	1	3	0.3
<i>mantenimiento</i>	0	0		0.5	1.5	0.15
<i>precio</i>	0	0	0.5		1.5	0.15
				<i>suma</i>	10	1

Fuente: El autor

2. Evaluación del peso específico del criterio *fiabilidad*.

Tabla 8

Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad

<i>alternativa 1 > alternativa 3 > alternativa 2</i>						
<i>Fiabilidad</i>	<i>alter. 1</i>	<i>alter. 2</i>	<i>alter. 3</i>	$\Sigma+1$	<i>pondera.</i>	
<i>alternativa 1</i>		1	1	3	0.5	
<i>alternativa 2</i>	0		0	1	0.167	
<i>alternativa 3</i>	0	1		2	0.334	
				<i>suma</i>	6	1

Fuente: El autor

3. Evaluación del peso específico del criterio *ensamblaje*.

Tabla 9

Evaluación del peso específico del criterio ensamblaje

<i>alternativa 1 = alternativa 2 = alternativa 3</i>					
<i>Ensamblaje</i>	<i>alter. 1</i>	<i>alter. 2</i>	<i>alter. 3</i>	$\Sigma+1$	<i>pondera.</i>
<i>alternativa 1</i>		0.5	0.5	2	0.334
<i>alternativa 2</i>	0.5		0.5	2	0.334

<i>alternativa 3</i>	0.5	0.5		2	0.334
			<i>suma</i>	6	1

Fuente: El autor

4. Evaluación del peso específico del criterio *mantenimiento*.

Tabla 10

Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento

<i>alternativa 1 > alternativa 2 = alternativa 3</i>					
<i>Mantenimiento</i>	<i>alter. 1</i>	<i>alter. 2</i>	<i>alter. 3</i>	$\Sigma+1$	<i>pondera.</i>
<i>alternativa 1</i>		1	1	3	0.5
<i>alternativa 2</i>	0		0.5	1.5	0.25
<i>alternativa 3</i>	0	0.5		1.5	0.25
			<i>suma</i>	6	1

Fuente: El autor

5. Evaluación del peso específico del criterio *precio*.

Tabla 11

Evaluación del peso específico del criterio precio

<i>alternativa 1 > alternativa 2 > alternativa 3</i>					
<i>Precio</i>	<i>alter. 1</i>	<i>alter. 2</i>	<i>alter. 3</i>	$\Sigma+1$	<i>pondera.</i>
<i>alternativa 1</i>		1	1	3	0.5
<i>alternativa 2</i>	0		1	2	0.334
<i>alternativa 3</i>	0	0		1	0.167
			<i>suma</i>	6	1

Fuente: El autor

5.2.4. *Diseño y selección componentes mecánicos:*

Para el diseño y selección de componentes de la máquina se realizó utilizando la fundamentación teórica del diseño mecánico, el cual ayudó a comprender el comportamiento de la máquina y calcular los diferentes parámetros como son: velocidad angular de la máquina, potencia de la máquina, diámetro del eje, espesor del disco, uniones soldadas, chavetas y selección de pernos. Con ayuda de manuales y catálogos se dimensionó el cubo para la sujeción del eje con el disco, se seleccionó el motor, chumaceras, componentes eléctricos para el arranque del motor y se calculó el sistema de transmisión. Mediante las investigaciones

experimentales se propuso la geometría y ubicación de las cuchillas como el diseño del ventilador.

A continuación, se describe el proceso de los cálculos realizados:

5.2.4.1. Cálculo de la velocidad angular necesaria de la máquina.

Para el cálculo de la velocidad angular que necesita la máquina para cortar la caña se realizó el siguiente procedimiento:

- Primeramente, conocer la energía necesaria para cortar la caña.
- Una vez obtenida la energía se despeja la velocidad (v_t) que se requiere para cortar la caña a partir de la ecuación 1.

La masa de la cuchilla se la obtiene despejando de la ecuación 81. (Mott, 2006, pág. 14)

$$\rho_a = \frac{m_c}{V_c} \quad \text{Ecuación 81}$$

El volumen de la cuchilla se la calcula a partir de la ecuación 82. (Spiegel, 1980, pág. 8)

$$V_c = L_c * a_c * e_c \quad \text{Ecuación 82}$$

- Una vez calculada la velocidad tangencial se procede a calcular la velocidad angular que viene dado por la ecuación 83. (Freedman & Young , 2013, pág. 286)

$$\omega_{máq} = \frac{v_t}{R_g} \quad \text{Ecuación 83}$$

5.2.5. Selección del motor

Para la selección del motor de la máquina es necesario calcular la potencia necesaria para el tipo de trabajo que está destinada a realizar la máquina, a continuación, se describe el procedimiento que se realizó.

5.2.5.1. Potencia de servicio.

Para el cálculo de la potencia que requiere la máquina se procedió a calcular en el siguiente orden:

- Primeramente, conocer cómo funciona la máquina, por lo que se realiza una gráfica energía (E) vs el tiempo (t o θ .)
- Se reconoce el tipo de energía presente, en este caso la energía cinética rotacional y viene dado por la ecuación 2.
- El momento de inercia se calcula mediante la ecuación 84 según (Beer, Johnston Jr., & Eisenberg, Mecánica vectorial para ingenieros , 2007, pág. 515):

$$I_c = m_c * R_g^2 \quad \text{Ecuación 84}$$

- Se procede a calcular el recorrido de la cuchilla que es el arco (ecuación 85) que forma

del punto 1 al 2 como se observa en la figura 23 (Spiegel, 1980, pág. 6)

$$\delta = \theta * R_g \quad \text{Ecuación 85}$$

➤ Se despeja el tiempo de la ecuación de la velocidad.

$$v_t = \frac{e}{t} = \frac{\theta * R_g}{t} \quad \text{Ecuación 86}$$

➤ Por último, se calcula la potencia que requiere la máquina, la potencia es la energía a través del tiempo. (Spiegel, 1980, pág. 192)

5.2.5.2. Potencia a transmitir.

Una vez calculado la potencia de servicio o la potencia de la máquina ($P_{máq}$) se procede a calcular la potencia a transmitir (P_t) que está relacionada con la eficiencia por transmisión por correas y se calcula utilizando la ecuación 4.

5.2.5.3. Potencia de diseño.

Por último, para la selección del motor, a la potencia a transmitir (P_t) se multiplica por un factor de seguridad (F_s) que se encuentra en la tabla 33 ubicada en el anexo 5. Se calcula utilizando la ecuación 5.

5.2.6. Cálculo del sistema de transmisión por correas

Para el cálculo del sistema de transmisión de correas se utilizó la metodología del manual “*OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales*” que se describe en el apartado 4.2.17, el cual está regido por la norma RMA (Rubber Manufacturers Association) la cual únicamente se enfoca a las características básicas de los dimensionamientos de los productos)

5.2.7. Factor de seguridad

No existen ecuaciones o modelos matemáticos precisos que se anticipen ante cualquier criterio de fallo, por lo tanto, el diseñador debe seguir una metodología planteada y comprobada que lo lleve a obtener un factor de seguridad coherente (Hamrock, Jaconson, & Schmid, 2003, págs. 8-10). Hamrock da a conocer una metodología de alta fiabilidad propuesta por Pusgley en donde el factor de seguridad se determinará a partir de la ecuación 87: (Hamrock, Jaconson, & Schmid, 2003, pág. 8)

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} \quad \text{Ecuación 87}$$

Los criterios de las consideraciones A, B, C, D y E son definidos en la tabla 44 y la tabla 45 (ubicada en el anexo 15 y el anexo 16 respectivamente); cuyo valor será asignado cuantitativamente a partir relaciones cualitativas como: muy bien, bien, regular, pobre, muy serio, serio y por último no serio.

5.2.8. Diseño y seleccionamiento de componentes

En este punto abarca el diseño del eje, espesor del disco, seleccionamiento de cojinetes, diseño de chavetas cálculo de uniones soldadas, seleccionamiento de pernos y el diseño del ventilador, cabe recalcar que todos los cálculos se realizaron considerando las cargas fluctuantes que presenta la máquina. Uno de los parámetros a calcular como se observa en la ecuación 23 es el coeficiente de factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (dinámico), el k_f para esfuerzo por tensión y el k_{fs} para el esfuerzo cortante (Norton , 2011, pág. 273) y se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ecuación 88}$$

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_t - 1) \quad \text{Ecuación 89}$$

5.2.8.1. Diseño del eje.

Para el cálculo del eje se utilizó metodología o procedimiento del libro “*Elemento de máquinas*” (Hamrock, Jaconson, & Schmid, 2003, págs. 425-426) que se describe en la sección **4.2.16** para determinar el dimensionamiento preliminar mediante cargas estáticas y utilizando el libro de “*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*” (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 309-310) en la sección **4.2.16.1** describe el proceso para el diseño el eje a la fatiga.

5.2.8.2. Diseño del disco.

Para el cálculo del disco se utilizó varios procesos y referencias de la teoría del diseño mecánico para calcular la geometría del disco, a continuación, se describe el proceso realizado:

- Primeramente, se analiza que fuerzas actúan en el disco.
- Se establece la geometría del disco para ello se considera el dimensionamiento del cubo utilizando el manual “*Máquinas prouuario*” (Larburu, pág. 331).
- Se determina la ubicación de falla (área crítica) y con las fuerzas que actúan se identifica que tipo de esfuerzos presenta el disco.
- Para el esfuerzo flexionante que genera la fuerza normal (F_n) se considera al disco como viga en voladizo por lo que el momento de inercia de área de un rectángulo (I) viene dado por la ecuación 90. (Mott, Robert L., 2009, pág. 690):

$$I_a = \frac{b * h^3}{12} \quad \text{Ecuación 90}$$

- Al tener más de un esfuerzo se generan esfuerzos combinados que se calcula utilizando la ecuación 91. (Mott, Robert L., 2009, pág. 539)

$$\sigma_{com} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S}$$

Ecuación 91

- Al igual que el eje el disco se calcula a la fatiga donde únicamente presenta *flexión transversal constante*.

5.2.8.3. Seleccionamiento de rodamientos.

Para el cálculo de los rodamientos se utilizó el catálogo de “*Rodamientos FAG*”, el cual da prioridad a los rodamientos con dimensiones según DIN/ISO, y se caracteriza por tener un constante progreso técnico, cálculo de vida ampliado y nuevos índices de velocidad, permitiendo el respectivo seleccionamiento, el análisis se describe en la sección **4.2.18**.

5.2.8.4. Cálculo de chavetas.

Para el cálculo de las chavetas, (Norton , 2011, pág. 435) afirma que en las chavetas ocurren dos fallas, por corte y por contacto que genera el torque de la máquina ($T_{máq}$), en la sección **4.2.19** se explica el análisis.

5.2.8.5. Cálculo de uniones soldadas.

En el cálculo de las uniones soldadas se toma en cuenta varios parámetros como: tipo de soldadura, geometría de la soldadura y espesor de la soldadura. En la unión del disco con el cubo se presenta una soldadura anular, el análisis se encuentra en la sección **4.2.12**.

5.2.8.6. Diseño de uniones (pernos).

La selección de pernos para la sujeción de los materiales abarca varios procesos de cálculo como: las fuerzas que actúan en el perno, uniones a tensión, rigidez del perno y los elementos, todo esto se describen en la sección **4.2.13**.

5.2.8.7. Diseño del ventilador.

Para el diseño del ventilador se parte desde la geometría de los álabes, por lo que se seleccionó de forma radial, es decir álabes rectos en la que permite la salida del material sin retenerlo, los cálculos se realizaron en base a la fundamentación teoría de mecánica de fluidos del libro “*Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*”, en la sección de turbomáquinas hidráulicas (Mataix, 2006, pág. 423), la salida del material es de movimiento parabólico y se calcula con las ecuaciones de la cinemática. Las ecuaciones del movimiento lineal con aceleración constante, se tiene (Freedman & Young , 2013, pág. 284):

$$v_{y2}^2 = v_{y1}^2 + 2a(y - y_0)$$

Ecuación 92

$$v_{y2} = v_{y1} + at$$

Ecuación 93

5.2.8.8. Sistema de protección eléctrica del motor.

Para el sistema de protección del motor eléctrico, se diseñó el circuito de arranque y fuerza con los componentes necesarios, para ello es preciso calcular la corriente nominal del motor con la siguiente expresión matemática:

$$P = V * I * F_p * \eta_m \quad \text{Ecuación 94}$$

Se utilizó el software Cade SIMU para simular los diferentes circuitos tanto para motor eléctrico monofásico con arranque suave y motor trifásico con arranque estrella – triángulo.

5.3. Análisis de costo:

Como parte fundamental de todo proyecto de investigación, se debe puntualizar el análisis financiero del diseño de la máquina, para ello se categorizó los costos en dos grupos:

- **Costos directos:** aquí entran los costos de materiales y mano de obra.
- **Costos indirectos:** de los costos directos se utiliza un porcentaje para los gastos adicionales como el transporte (5%) y el diseño de la máquina (25%).

5.4. Dibujos de elementos constitutivos:

Una vez calculado, seleccionado y dimensionados los diferentes componentes que conforman la máquina se diseñó la construcción de la máquina en modelado 3D utilizando el software SolidWorks para exportar los planos técnicos en 2D con el software AutoCAD, adicional se realizaron los planos técnicos del sistema de protección del motor (Circuito de fuerza y mando)

6. Resultados

6.1. Selección del tipo de máquina picadora

Existen diversos tipos de máquinas picadoras (sección 4.1.5), la selección de la máquina depende principalmente del material a cortar, el lugar de la aplicación de la máquina es en un establo, por lo que se determina utilizar una máquina estacionaria. Para partir con el diseño se establece los parámetros funcionales que debe cumplir la máquina que son los siguientes:

- Potencia y velocidad necesaria para el corte del producto con mayor dureza (caña).
- Debe estar constituido por los siguientes sistemas: sistema de alimentación, sistema de transmisión, sistema de corte y sistema de expulsión.
- Los elementos deben ser diseñados que resistan al producto con mayor dureza en este caso la caña.

6.1.1. Evaluación por el método ordinario corregido de criterio ponderados

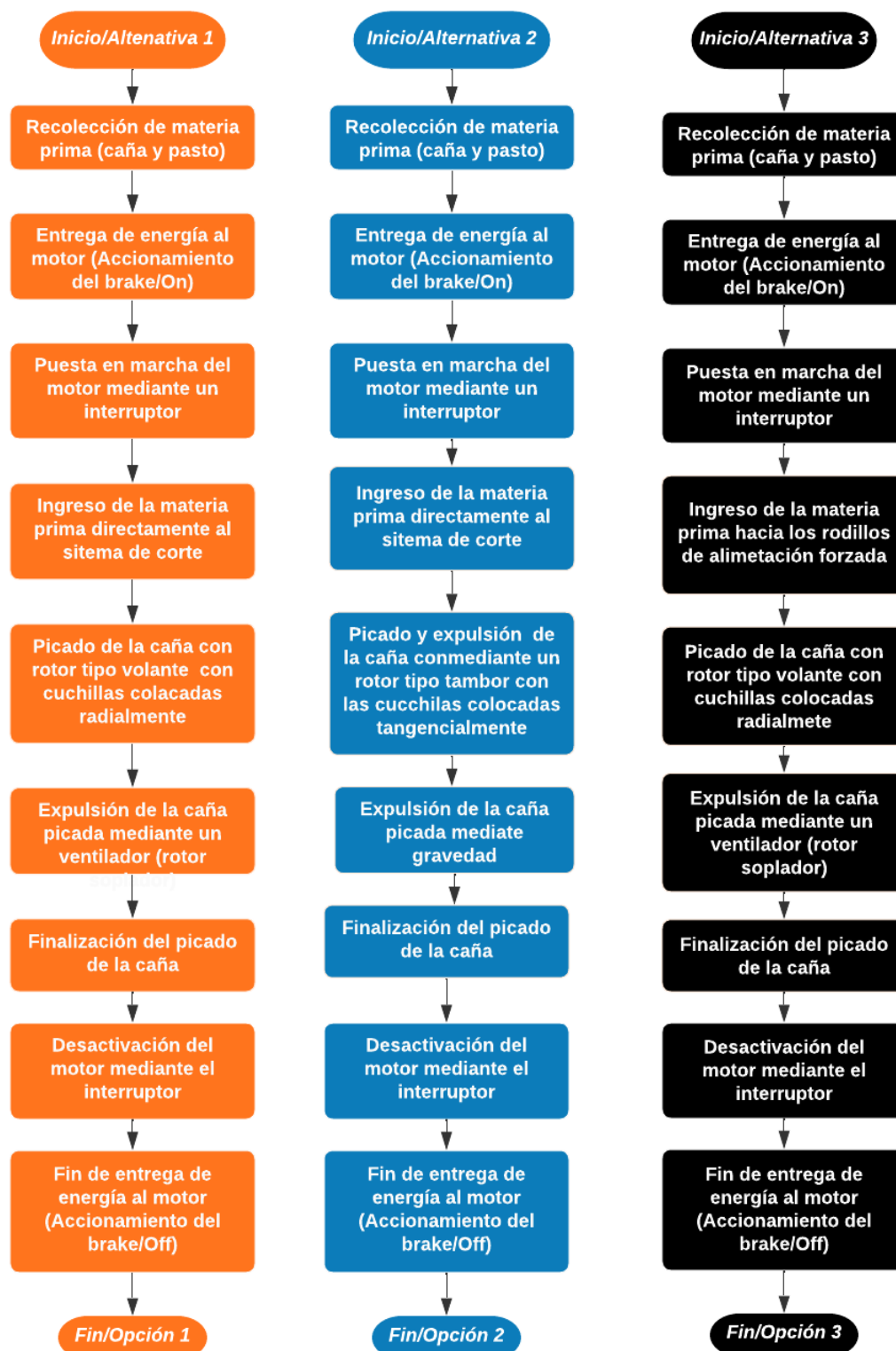
A continuación, se presenta las alternativas (observar la figura 19) con los criterios establecidos más determinantes para la selección del diseño de la máquina:

a) Alternativas:

- **Alternativa 1:** la caña o pasto (materia prima) será seleccionada y transportada al sistema de corte manualmente por un operario, el mismo que encenderá el sistema de corte (puesta en marcha del motor). El sistema de transmisión anteriormente mencionado para todas las alternativas es mediante bandas trapezoidales utilizando un sistema de corte el cual conforma de un rotor soplador (ventilador) tipo volante con el cual corta y extrae el material picado.
- **Alternativa 2:** similar a la alternativa 1 con la diferencia que el sistema de corte está constituido por un rotor tipo tambor y el material picado es extraído por la gravedad.
- **Alternativa 3:** al igual que la alternativa 1 con la diferencia que la caña o pasto es transportada al sistema de corte mediante rodillos de alimentación forzada.

Figura 19

Opciones de diseños propuestos



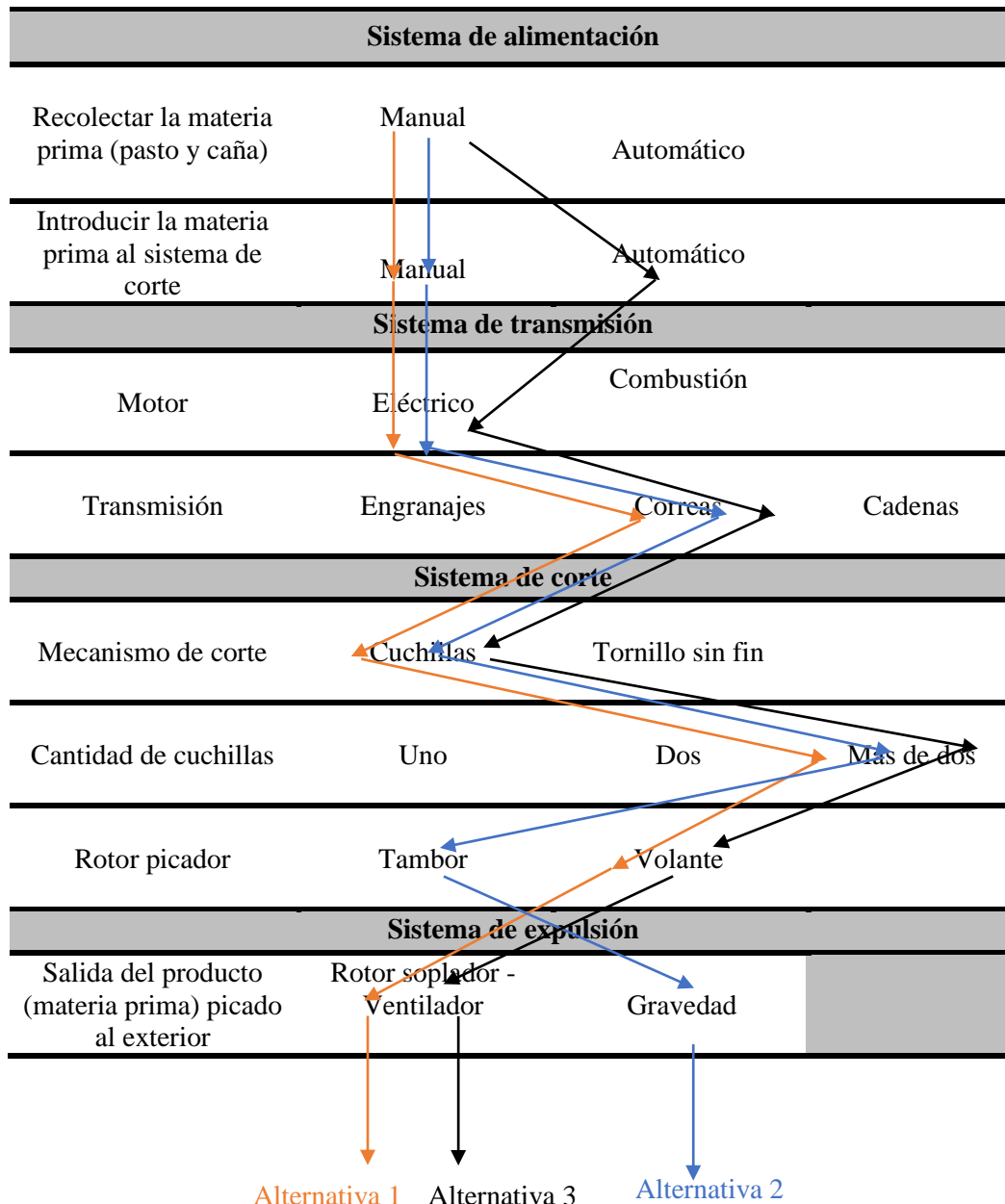
Fuente: *El autor*

En la tabla 12 se presenta la matriz morfológica de la máquina con los diseños propuestos detallando los procesos de los sistemas que tendrán a cabo. Los sistemas que conforman cada

alternativa son: sistema de alimentación, sistema de transmisión, sistema de corte y sistema de expulsión, son seleccionadas en base a las ventajas y desventajas que se menciona en el capítulo 1.

Tabla 12

Matriz morfológica



Fuente: El autor

b) Criterios:

- **Fiabilidad:** su funcionamiento debe ser eficiente es decir la máquina debe realizar su trabajo de manera adecuada con todos los componentes que la conforman.
- **Facilidad de ensamblaje:** la máquina debe ser desarmable para la reparación, como cambio de ciertos componentes que la conforman.

- **Facilidad del mantenimiento:** como cualquier máquina debe tener su respectivo mantenimiento para que su funcionamiento sea de manera eficiente.
- **Precio:** se requiere que la máquina realice su funcionamiento y el costo de la construcción sea económico comparado con cada alternativa.

Aplicando el método corregido de criterios ponderados descrito en la sección 5.2.3.1 se tiene como resultado que la alternativa 1 como prioridad principal tal como se observa en la figura 20 los valores son obtenidos de la tabla 7, tabla 8, tabla 9, tabla 10 y la tabla 11.

Tabla 13

Tabla de conclusiones

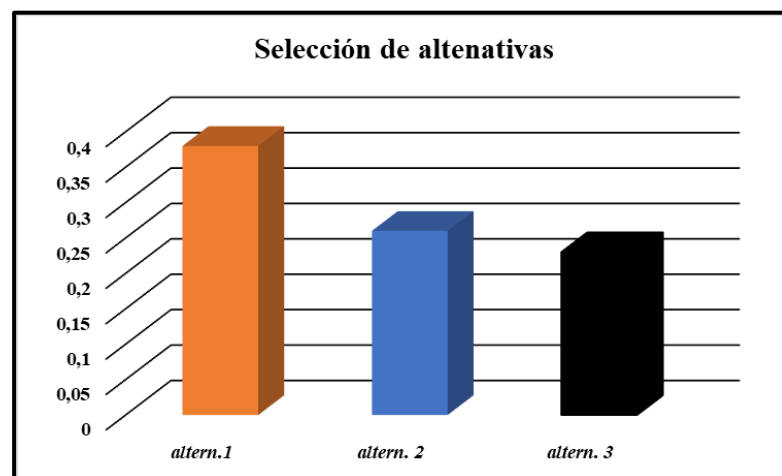
	<i>fiab.</i>	<i>ensamb.</i>	<i>manten.</i>	<i>precio</i>	Σ	<i>prioridad</i>
<i>altern.1</i>	0.5*0.4	0.334*0.3	0.5*0.15	0.5*0.15	0.38	1
<i>altern. 2</i>	0.167*0.4	0.334*0.3	0.25*0.15	0.334*0.15	0.26	3
<i>altern. 3</i>	0.334*0.4	0.334*0.3	0.25*0.15	0.167*0.15	0.23	2

Fuente: *El autor*

Se concluye que la selección óptima para el diseño de la máquina es la *alternativa 1* tal como se observa en la figura 20, que está conformada por un sistema de alimentación sea de manera manual, con un sistema de transmisión por correas, el sistema de corte está constituido por un rotor picador tipo volante y el sistema de expulsión será mediante un ventilador.

Figura 20

Selección óptima de diseño



Fuente: *El autor*

6.2. Componentes de diseño de la máquina

En la tabla 14 se describen los componentes que conforman a la máquina, el cual se

distribuyen en los diferentes sistemas como son: sistema de rotación, sistema de transmisión, sistema de estructura y sistema de envoltura.

Tabla 14

Componentes de la máquina

<i>Picadora de pasto y caña</i>	
<i>Sistemas</i>	<i>Componentes</i>
Sistema rotación	<ul style="list-style-type: none"> • Cuchillas • Eje • Disco • Cubo • Aletas del ventilador
Sistema de transmisión	<ul style="list-style-type: none"> • Motor • Poleas • Correas o bandas
Sistema de estructura	<ul style="list-style-type: none"> • Perfiles de ángulos • Plancha
Sistema de envoltura	<ul style="list-style-type: none"> • Plancha • Tolva de alimentación • Tolva de expulsión

Fuente: *El autor*

6.3. Cálculo de la velocidad angular requerida de la máquina

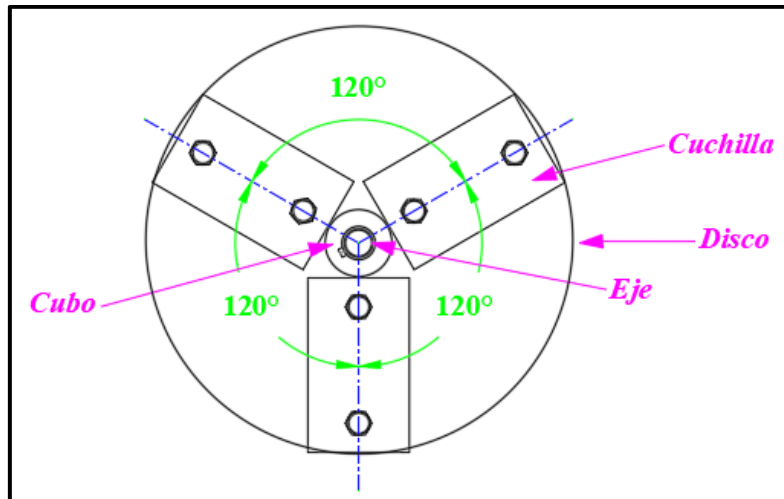
Para el diseño de la máquina es necesario conocer la velocidad que se requiere para cortar el pasto y la caña de azúcar, dicho análisis se realiza para la condición más exigente que es el material con mayor dureza en este caso la caña de azúcar. Las cosechadoras en el proceso de corte de la caña de azúcar soportan una gran cantidad de esfuerzos, por lo que realizaron una investigación para determinar las características físicas, mecánicas y anatómicas de los tallos. Para determinar la energía necesaria para cortar la caña de azúcar utilizaron una máquina de Charpy, en donde el entrenudo presentó mayor demanda de energía y es de 8.52 kgf*m es decir 83.58 J. (Observar la tabla 30 ubicada en el anexo 2) (González Sánchez et al., 2008)

Se establece que dicha energía es el producto de la aceleración de las masas de las cuchillas, es decir el movimiento del disco que actúa como volante de inercia que genera energía rotacional en cada una de las masas de las cuchillas. Se optó por colocar tres cuchillas distribuidas uniformemente en el volante (disco) a 120° tal como se observa en la figura 21

tomando como referencia que, a mayor número de cuchillas tanto el tiempo será menor como los trozos serán más pequeños al realizar el proceso de picado del material, (Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 26) apartado c).

Figura 21

Distribución de cuchillas en el volante



Fuente: *El autor*

Para el cálculo de la velocidad angular es necesario conocer la geometría de las cuchillas por lo que mediante una investigación (observar el anexo 3) realizada se determinó el radio de giro de la cuchillas (R_g) que es de 103.5 mm valor que es promediado de diseños de máquinas construidas, el material de las cuchillas que está constituido es comercial en la localidad denominado **BÖHLER K100** que viene en barras de 500 mm de longitud con un ancho 60 mm y un espesor de 8 mm (observar la tabla 59 ubicada en el anexo 31), la longitud de la cuchilla se asignó con base al siguiente análisis, que el corte de la caña se realizará a la mitad de la cuchilla (R_g) y tomando en cuenta el diámetro de la caña (observar tabla 29 ubicada en el anexo 1), en la tabla 15 se indica las dimensiones establecidas para las cuchillas.

Tabla 15

Dimensiones de la cuchilla

Picadora de pasto y caña	
Componente de la máquina	Características
Cuchillas	Largo = 120 mm Ancho = 60 mm Espesor = 8 mm

Fuente: *El autor*

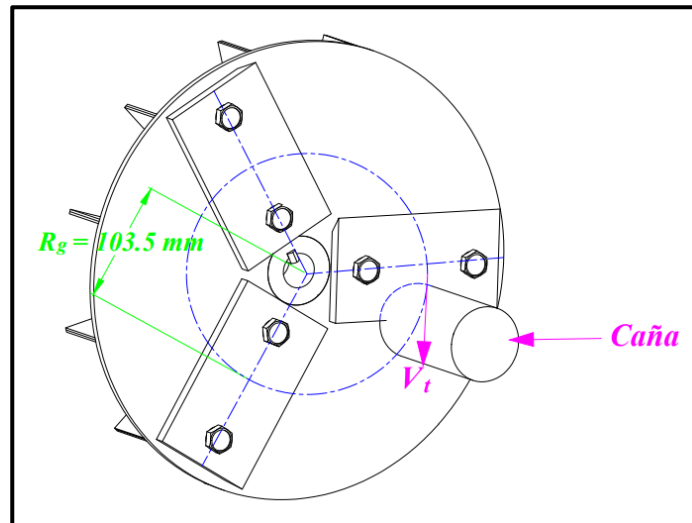
El radio de giro de la cuchilla debe tener una distancia alejada del eje (observar la figura 22 para que la energía de impacto de la caña con la cuchilla absorba el volante y la inercia del

mismo ayude con el corte. Para un corte fino es necesario que la cuchilla tenga un ángulo de corte tal como se observa en la figura 34.

A partir de la energía de corte, se calcula la velocidad tangencial de la cuchilla que es la velocidad en la que corta la caña, el corte lo realiza a la mitad de la cuchilla es decir en el radio de giro de la cuchilla tal como se observa la figura 22.

Figura 22

Radio de giro y velocidad tangencial de la cuchilla



Fuente: *El autor*

Por el movimiento rotacional de las cuchillas se genera la energía cinética y está dada por la ecuación 1.

Los valores geométricos de la cuchilla se obtienen de la tabla 15

Entonces el volumen de la cuchilla se calcula a partir de la ecuación 82, se tiene:

$$V_c = (0.12 \text{ m}) * (0.060 \text{ m}) * (0.008 \text{ m}) = 5.76 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

La densidad del acero es de 7850 kg/m³ (dato obtenido de la tabla 32 ubicada en el anexo 4), despejando la masa de la ecuación 81 se tiene que:

$$m_c = \rho_a * V_c = \left(7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * (5.76 * 10^{-5} \text{ m}^3) = 0.45 \text{ kg}$$

La energía necesaria para cortar la caña anteriormente mencionada es de 83.55 J, despejando la velocidad tangencial de la ecuación 1 se tiene que:

$$v_t = \sqrt{\frac{2 * E_c}{m_c}} = \sqrt{\frac{2 * (83.58 \text{ J})}{(0.45 \text{ kg})}} = 19.27 \text{ m/s}$$

Una vez obtenido la velocidad tangencial y con el radio de giro de las cuchillas a partir de la ecuación 83 se calcula la velocidad angular necesaria de la máquina.

$$\omega_{m\acute{a}q} = \frac{19.27 \frac{m}{s}}{0.1035 m} = 186.18 \frac{rad}{s} * \frac{60 s}{1 min} * \frac{1 rev}{2\pi} = 1777.89 rpm$$

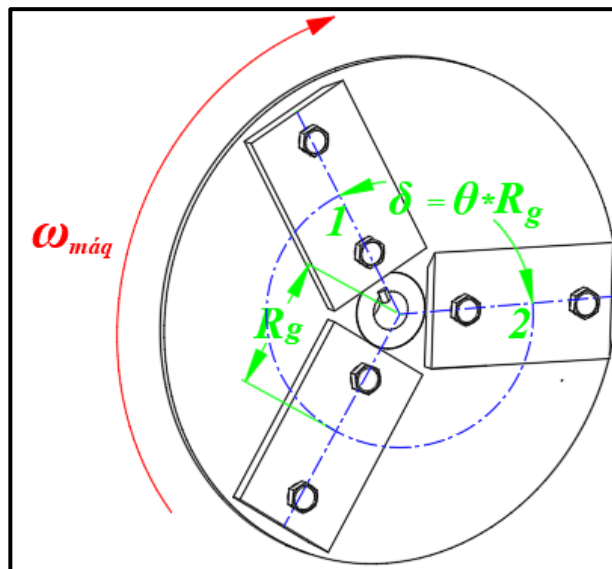
6.4. Cálculo de la potencia de servicio ($P_{m\acute{a}q}$)

Al conocer la energía de corte de la caña (E_c) la cual otorga directamente las cuchillas al tener las masas aceleradas ($E_{rc} = E_c$), la energía al realizar el primer corte se anula ($E_c = 0$) ya que es la energía necesaria para cortar una sola caña, mas no se detendrá la máquina ya que el disco actúa como volante de inercia y almacena energía, asumiendo la misma energía de corte.

En la figura 23 el recorrido que realiza la cuchilla desde el punto 1 al 2 forma un arco el cual está dado por la ecuación 85 y la velocidad en la que gira la cuchilla es la velocidad lineal (v_t).

Figura 23

Recorrido de la cuchilla



Fuente: El autor

El espacio recorrido es la longitud del arco de la circunferencia (δ) despejando el tiempo de la ecuación 86 se tiene:

$$t = \frac{\delta}{v_t} = \frac{\theta * R_g}{v_t} = \frac{(120^\circ) * \left(\frac{2\pi}{360^\circ}\right) (0.1035 m)}{\left(19.27 \frac{m}{s}\right)} = 0.011 s$$

El tiempo que se demora en recorrer la cuchilla del punto 1 al 2 es de 0.011 s.

Anteriormente calculado la masa y el radio de giro de las cuchillas, considerando las cuchillas como masa puntual que gira alrededor del eje centroidal se procede a calcular el momento de inercia de masa de la cuchilla utilizando la ecuación 84:

$$I_c = (0.45 kg) * (0.1035 m)^2 = 4.82 * 10^{-3} kg * m^2$$

Se verifica el momento de inercia de masa de la cuchilla despejando la ecuación 2, al tener la velocidad angular necesaria de la máquina ($\omega_{m\acute{a}q}$) y la energía necesaria para el corte de la caña de azúcar (E_c).

$$I_c = \frac{2 * E_c}{\omega_{m\acute{a}q}^2} = \frac{(2) * (83.58 \text{ N} * \text{m})}{186.18^2} = 4.82 * 10^{-3} \text{ kg} * \text{m}^2$$

Por lo que se deduce que:

$$E_{rc} = E_c = 83.58 \text{ J}$$

En la figura 24 se presenta el funcionamiento de la máquina, donde la energía que requiere la máquina para el funcionamiento es dos veces la energía de corte (E_c), esta energía es producida por el movimiento rotacional de la cuchilla y del disco, es decir la rotacional de la cuchilla (E_{rc}) y la energía rotacional del disco (E_{rd}).

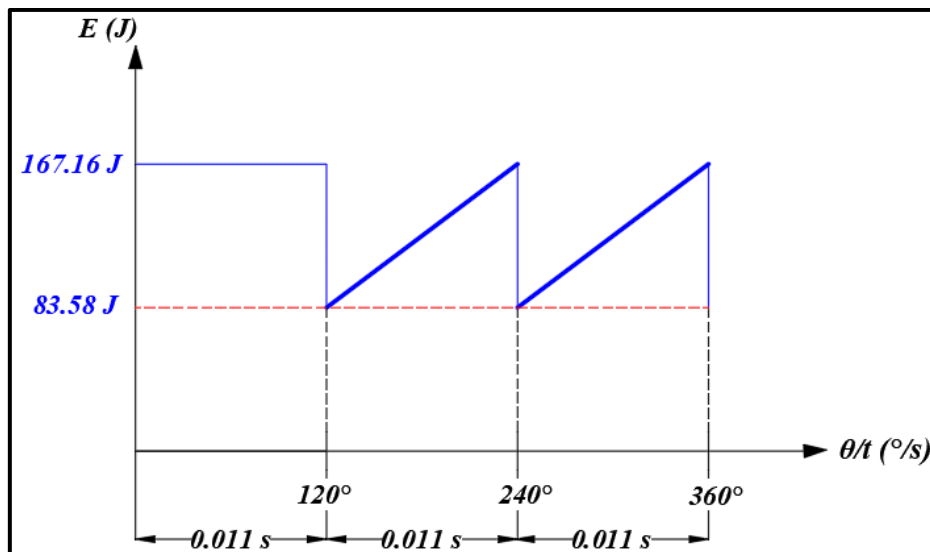
$$E_{rc} + E_{rd} = 2(E_c) = 167.16 \text{ J}$$

Al realizar el primer corte la energía rotacional de la cuchilla se anula ($E_{rc} = 0$):

$$E_{rc} + E_{rd} = 83.58 \text{ J}$$

Figura 24

Comportamiento de la energía de la máquina en el tiempo de recorrido o en cada corte a 120°



Fuente: *El autor*

Analizando el comportamiento de la figura 24 la máquina arranca en vacío y el volante de inercia de la máquina almacena energía tanto de las masas de las cuchillas como del disco ($2E_c = E_{rc} + E_{rd}$), al introducir el material (caña de azúcar) al sistema de alimentación la cuchilla realiza su primer corte donde la energía de rotación de la cuchilla se anula ($E_c = 0$) y la energía de la rotación del disco permanece constante en cada periodo, para que la máquina cumpla su funcionamiento, necesita un motor en donde en 0.011 s entregue 83.58 J, la potencia se calcula utilizando la ecuación 3:

$$P_{m\acute{a}q} = \frac{83.58 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.011 \text{ s}} = 7598.18 \text{ W} * \frac{1 \text{ hp}}{745.7 \text{ W}} = 10.2 \text{ hp}$$

6.5. Cálculo de la potencia a transmitir (P_t)

Para el cálculo de la potencia a transmitir se utiliza la ecuación 4, donde el valor de la eficiencia por transmisión por bandas se optó por un valor del 92%. (Chicaiza Songor , 2015, pág. 29)

$$P_t = \frac{10.2 \text{ hp}}{0.92} = 11.1 \text{ hp}$$

6.6. Cálculo de la potencia de diseño (P_d)

Para el cálculo de la potencia de diseño se aplica la ecuación 5, el factor de servicio (F_s) se selecciona en consideración a los siguientes parámetros: para un trabajo normal de 0-8 horas, es un motor de corriente alterna y asimilando la máquina como un molino de martillos. (Observar tabla 33 ubicada en el anexo 5)

Entonces se tiene la potencia de diseño:

$$P_d = (11.1 \text{ hp})(1.2) = 13.32 \text{ hp} = 9.93 \text{ kW}$$

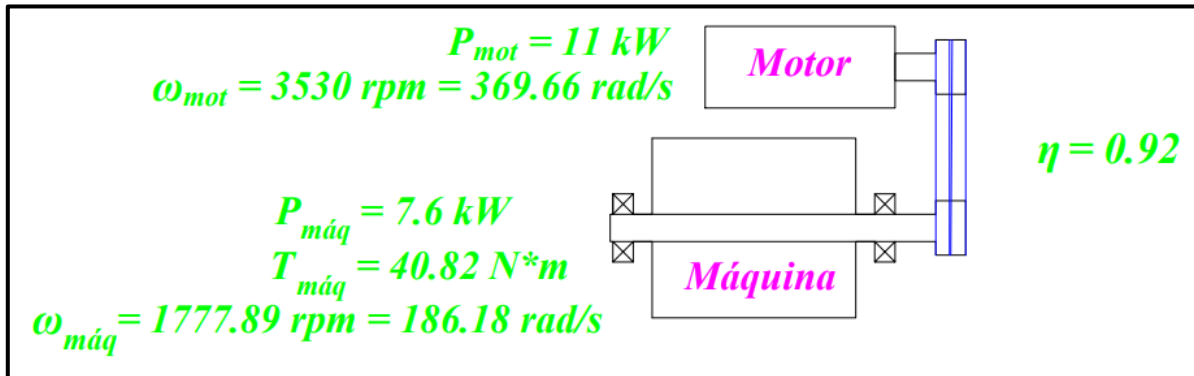
La potencia del motor disponible en el mercado es de 15 hp.

$$P_{mot} = 15 \text{ hp} = 11 \text{ kW}$$

En la figura 25 se presenta el diagrama cinemático con las características de la máquina.

Figura 25

Diagrama cinemático de la máquina



Fuente: El autor

6.7. Selección del motor

Para la selección del motor se toma en consideración los siguientes parámetros:

- El sistema eléctrico que cuenta la localidad donde se instalará la máquina, en este caso es de red monofásica por el cual se selecciona un motor asíncrono monofásico.
- La potencia a transmitir del motor.
- Que sea comercial en el sector.

Tomado en cuenta los parámetros descritos se procede a la selección del motor marca Weg, los datos técnicos se describen en la tabla 34 ubicada en el anexo 6.

El motor tiene las siguientes características:

- ◆ Motor monofásico marca Weg.
- ◆ Potencia de 11 kW o 15 hp a una frecuencia de 60 Hz.
- ◆ Velocidad angular de 3530 rpm.
- ◆ Eficiencia de 88.5%.

6.8. Cálculo de la transmisión por correas trapeciales

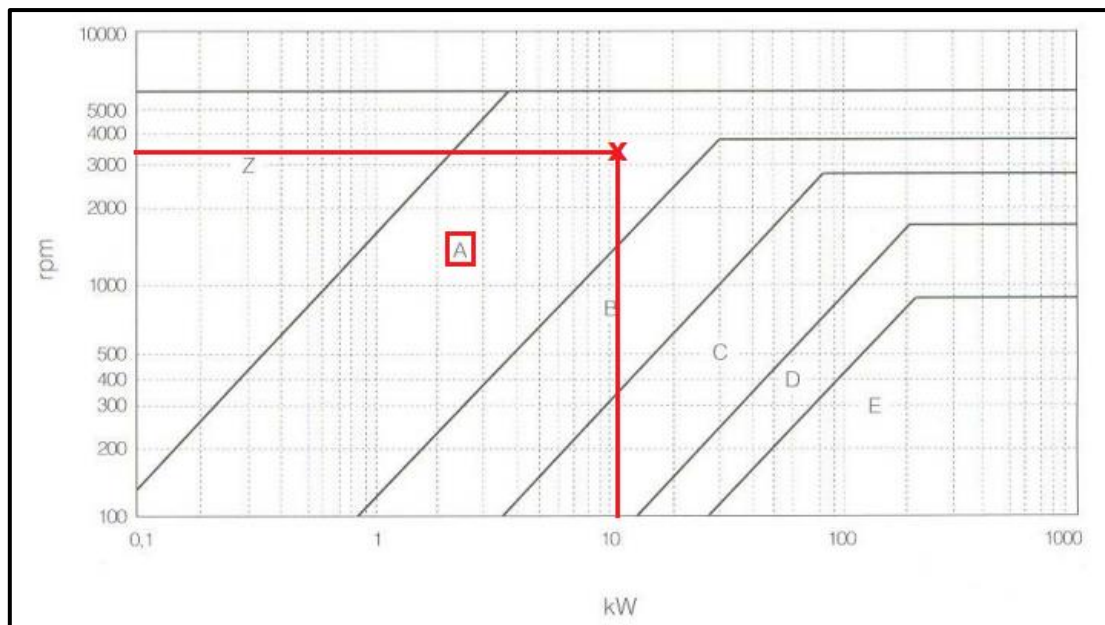
Para el cálculo de las correas trapeciales se usa la metodología (*OLEOSTATIC Correas trapeciales convencionales*, s. f.)

6.8.1. Cálculo de la sección de la correa

Con la potencia de diseño (P_d) anteriormente calculada y la velocidad angular en la polea más rápida que es la del motor con un valor de 3530 rpm se procede a determinar la sección de la correa utilizando la figura 26. Por lo tanto, la sección de la correa es de tipo **A**.

Figura 26

Selección de la sección de la correa



Fuente: “OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales; 2006; pág.6

6.8.2. Cálculo de la relación de transmisión k

Utilizando la ecuación 62 se calcula la relación de transmisión, donde la velocidad angular de la máquina que es donde se encuentra la polea mayor es de 1777.89 rpm como se indica en el esquema cinemático (observar la figura 25), por lo que la relación de transmisión es de:

$$k = \frac{3530 \text{ rpm}}{1777.89 \text{ rpm}} = 2$$

Al ser k mayor que 1 se deduce que la relación de transmisión es de reducción de velocidad.

6.8.3. Cálculo del diámetro de la polea menor (Dp_{mot})

Se selecciona el diámetro primitivo de la polea mayor denominado Dp_{rec} que es 200 mm, que es un diámetro doblemente recomendado según (OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales, 2006, pág. 8) tal como se observa en la tabla 35 ubicada en el anexo 7.

Utilizando la ecuación 63 se calcula el diámetro de la polea del eje del motor, donde el diámetro de la polea mayor anteriormente seleccionado es de 200 mm.

$$Dp_{mot} = \frac{200 \text{ mm}}{2} = 100 \text{ mm}$$

En la tabla 35 ubicada en el anexo 7 se selecciona el diámetro de la polea menor que es de 100 mm.

Al calcular el diámetro exacto de la polea, la relación de transmisión (k) es la calculada.

Al seleccionar el diámetro de las poleas recomendadas se verifica que las poleas estén equilibradas estáticamente mediante la ecuación 64.

$$V = \frac{0.052 * 100 * 3530}{1000} = 18.37 \frac{m}{s} < 30 \frac{m}{s}$$

6.8.4. Cálculo de la distancia entre centros (I')

La distancia entre ejes (distancia entre centros I) el cual no está definida por las condiciones de instalación de la máquina (OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales, 2006, pág. 9), teniendo en cuenta la relación de transmisión que comprende de 1 a 3, aplicando la ecuación 65 se puede aproximar:

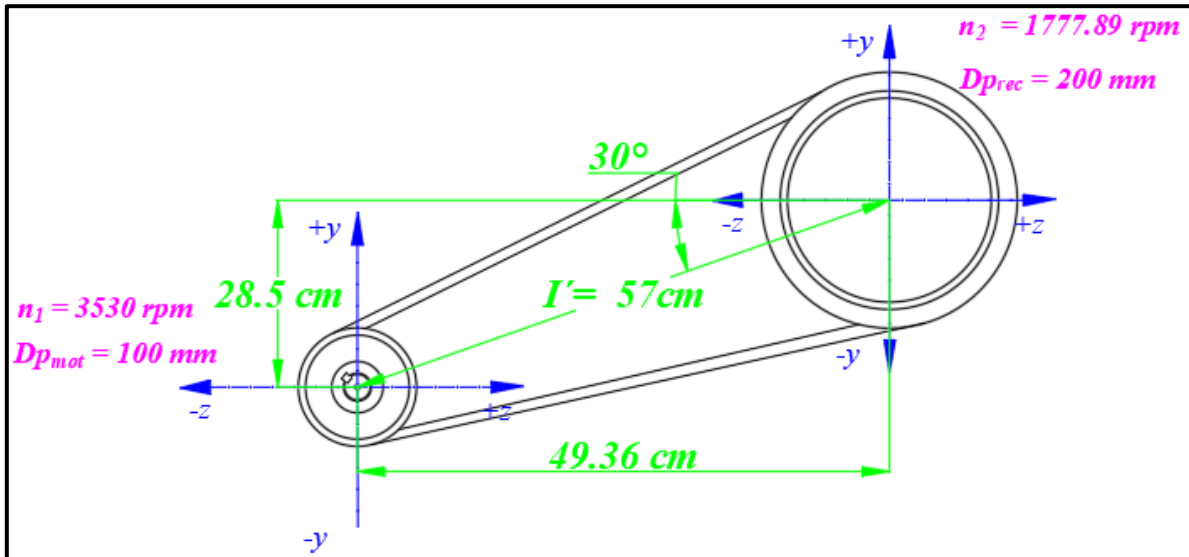
$$I \geq \frac{(2 + 1) * (100 \text{ mm})}{2} + 100 \text{ mm} = 250 \text{ mm} = 0.250 \text{ m}$$

Considerando que el diámetro de centros puede variar entre 0.8 y 3 veces la suma de los diámetros de las poleas, calculando un valor medio se tiene:

$$I' = \left(\frac{0.8 + 3}{2} \right) (100 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 570 \text{ mm} = 57 \text{ cm}$$

Figura 27

Distancia entre centros de las poleas



Fuente: *El autor*

6.8.5. Cálculo del ángulo de contacto (β)

Despejando la ecuación 59 se calcula el ángulo de contacto:

$$\beta = \text{sen}^{-1} \left[\frac{(100 \text{ mm} - 50 \text{ mm})}{(570 \text{ mm})} \right] = 5.03^\circ$$

6.8.6. Cálculo de la longitud primitiva (L_p)

Mediante la ecuación 61 se calcula la longitud primitiva de la correa (L_p), calculando los parámetros necesarios:

El ángulo de contacto de la polea menor (α_1) y mayor (α_2) se calculan utilizando la ecuación 54 y la ecuación 55 respectivamente:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2 * (5.03^\circ) = 169.94^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 2 * (5.03^\circ) = 190.06^\circ$$

La longitud de contacto del arco de la polea menor (δ_1) y mayor (δ_2) se calculan utilizando la ecuación 56 y la ecuación 57 respectivamente:

$$\delta_1 = (169.94^\circ) * \left(\frac{\pi}{180^\circ} \right) * \left(\frac{100 \text{ mm}}{2} \right) = 148.3 \text{ mm}$$

$$\delta_2 = (190.06^\circ) * \left(\frac{\pi}{180^\circ} \right) * \left(\frac{200 \text{ mm}}{2} \right) = 331.72 \text{ mm}$$

La longitud de la correa instalada (d) viene dado por la ecuación 60:

$$d = (570 \text{ mm}) * \cos(5.03^\circ) = 567.8 \text{ mm}$$

Entonces se tiene que:

$$L_p = 148.3 \text{ mm} + 2 * (567.8 \text{ mm}) + 331.72 \text{ mm} = 1615.62 \text{ mm} = 1.62 \text{ m}$$

Utilizando la tabla 36 ubicada en el anexo 8 se selecciona la correa de sección tipo **A-63**

$$L_p = 1633 \text{ mm}$$

6.8.7. Cálculo del factor de corrección C_γ

Con el cálculo del ángulo de contacto de la polea menor ($\gamma = \alpha_I$) que es de 169.94° , se calcula el factor de corrección C_γ de la tabla 16 en este caso se interpola (datos obtenidos de la tabla 37 ubicada en el anexo 9) al no tener el ángulo exacto.

Tabla 16

Interpolación para encontrar C_γ

170°	169.94°	165°
0.98	C_γ	0.96

Fuente: *El autor*

$$C_\gamma = 0.98 - \frac{(170^\circ - 169.94^\circ) * (0.98 - 0.96)}{170^\circ - 165^\circ}$$

$$C_\gamma = 0.979$$

6.8.8. Cálculo del factor de corrección C_L

Con la longitud primitiva seleccionada que es de 1.633 m que es equivalente a 64.3 inch y la sección de la correa tipo **A** se calcula el factor de corrección C_L de la tabla 17 se interpola (datos obtenidos de la tabla 38 ubicada en el anexo 10) al no tener el valor exacto de longitud de la correa (L_p).

Tabla 17

Interpolación para encontrar C_L

53	64.3	66
0.95	C_L	1

Fuente: *El autor*

$$C_L = 1 - \frac{(66 - 64.3) * (1 - 0.95)}{66 - 53}$$

$$C_L = 0.993$$

6.8.9. Cálculo de las prestaciones básicas P_b

Con las revoluciones del motor seleccionado que es 3530 rpm y el diámetro de la polea menor (polea del motor) de la tabla 18 se interpola (datos obtenidos de la tabla 39 ubicada en el anexo 11) al no tener los datos exactos requeridos.

Tabla 18

Interpolación para encontrar las prestaciones básicas P_b

<i>diámetro</i>	100
<i>rpm</i>	
3500	3.7
3530	P_b
3600	3.74

Fuente: El autor

$$P_b = 3.74 - \frac{(3600 - 3530) * (3.74 - 3.7)}{3600 - 3500} = 3.71$$

$$P_b = 3.712 \text{ kW}$$

6.8.10. Cálculo de las prestaciones adicionales P_{dc}

De igual manera con las revoluciones del motor y la relación de transmisión que conforma de 1.51 para arriba ($k=2$) de la tabla 19 se interpola. (Datos obtenidos de la tabla 40 ubicada en el anexo 12)

Tabla 19

Interpolación para encontrar las prestaciones adicionales P_{dc}

<i>k</i>	1.51
<i>rpm</i>	para arriba
3500	0.63
3530	P_{dc}
3600	0.64

Fuente: El autor

$$P_{dc} = 0.64 - \frac{(3600 - 3530) * (0.64 - 0.63)}{3600 - 3500}$$

$$P_{dc} = 0.633 \text{ kW}$$

6.8.11. Cálculo de las prestaciones actuales P_a

Mediante la ecuación 67 se calcula las prestaciones actuales:

$$P_a = (3.712 + 0.633) \text{ kW} * (0.993) * (0.979) = 4.22 \text{ kW}$$

6.8.12. Cálculo del número de correas Q

Aplicando la ecuación 68 se tiene que el número de correas es de:

$$Q = \frac{9.93 \text{ kW}}{4.22 \text{ kW}} = 2.35 \text{ correas}$$

Se necesitan 3 correas para el sistema de transmisión de la máquina.

A continuación, en la tabla 20 se presentan las características de la transmisión calculada con su diagrama cinemático como se observa en la figura 28.

Tabla 20

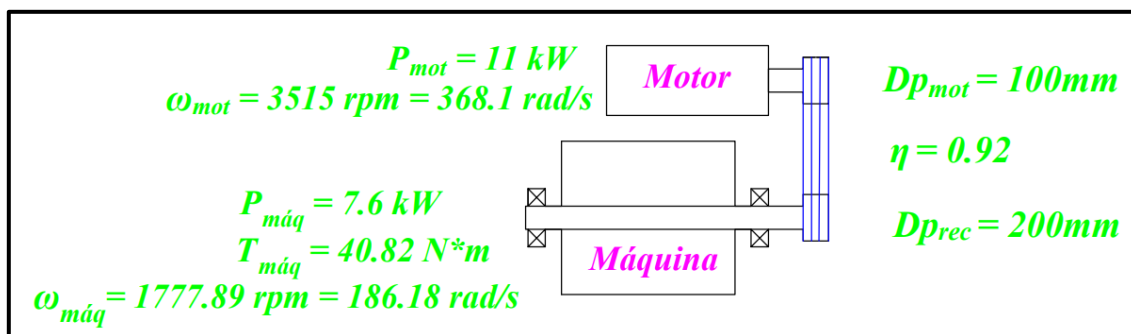
Características del sistema de transmisión

Relación de transmisión	$k = 2$
Distancia entre centros	$I' = 30 \text{ cm}$
Polea motriz	Velocidad angular = 3530 rpm Diámetro = 100 mm Canales = 3
Polea receptora	Velocidad angular = 1777.89 rpm Diámetro = 200 mm Canales = 3
Correas	Correa tipo A-63 Numero de correas = 3

Fuente: El autor

Figura 28

Esquema cinemático con las características del sistema de transmisión



Fuente: El autor

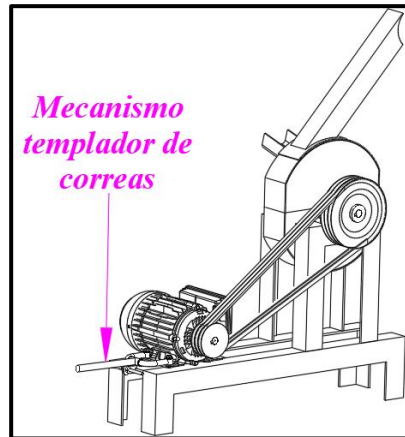
6.8.13. Tensado de correas

El tensado de correas se utiliza para que la máquina tenga un arranque suave por lo que se diseñó un dispositivo o mecanismo que tensen las bandas, el mecanismo cuenta con una palanca que permite el desplazamiento del motor mediante dos perforaciones de tipo ojo chino en la base de la estructura del motor tal como se observa en la figura 29.

La construcción de la máquina se realizó de acuerdo con las medidas de la carcasa del motor que se encuentra en la tabla 42 y la tabla 43 ubicadas en el anexo 14.

Figura 29

Mecanismo para tensar las correas



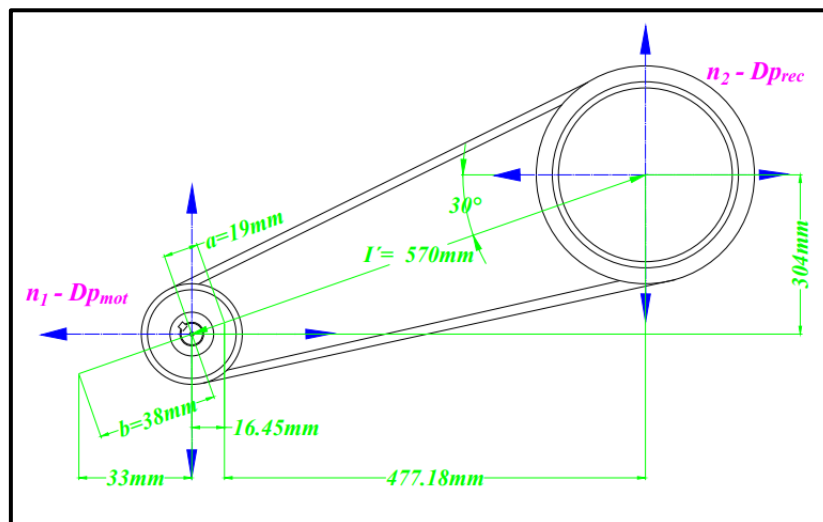
Fuente: El autor

La distancia para el tensado de bandas se calcula utilizando el manual de bandas trapezoidales “DUNLOP”. (DUNLOP correas de transmisión industrial, 2019, pág. 18)

La distancia entre centros es de 570 mm (observar la figura 27 por lo que la distancia a_i para la instalación de las correas es de 19 mm y b_t la distancia del tensor es de 38 mm (datos obtenidos de la tabla 41 ubicada en el anexo 13), dando una distancia de 570 mm + 38 mm = 608 mm para el tensado de la correa y 570 mm – 19 mm = 551 mm. para la instalación de las correas. (Observar la figura 30)

Figura 30

Distancia para la instalación de las correas y el templador



Fuente: El autor

6.9. Cálculo del factor de seguridad (n_s)

6.9.1. Cálculo del factor de seguridad para el eje

Los criterios que prevalecerán en los cálculos principales para definir el coeficiente de

seguridad son los siguientes:

- Para el criterio A: el material presenta una **buena (b)** resistencia ante las condiciones de carga estática y dinámica, además la máquina es diseñada para que los componentes que la conforman sean desmontables para que su mantenimiento sea fácil de realizar.
- Para el criterio B: (**b**) puede presentarse sobrecargas en el control del flujo de la caña al ser cortada.
- Para el criterio C: la metodología propuesta para el cálculo matemático del eje es **bueno (b)**.
- Para el criterio D: el operador de la máquina puede realizar su función sin tener contacto con los componentes que conforman la máquina, pero se puede presentar situaciones adversas donde ocurra lo contrario por lo que se considera como criterio **serio (s)**.
- Para el criterio E: los materiales que componen la máquina se encuentran en el mercado de la localidad, pero en el caso de la presencia de un fallo implicaría pérdidas de jornadas laborales por lo que algunos componentes son mecanizados, ante esto la producción es diaria el cual se considera un factor **serio (s)** en el aspecto económico.

Con los tres criterios propuestos se determina de acuerdo a la tabla 44 ubicada en el anexo 15 que el valor de n_{sx} que relaciona los criterios A, B y C es de 1.75; por otro lado, el valor correspondiente de n_{sy} de acuerdo a la tabla 45 ubicada en el anexo 16 será de 1.3. Aplicando la ecuación 87, el factor de seguridad será de:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} = 1.75 * 1.3 = 2.28$$

6.9.2. Cálculo del factor de seguridad para el disco

Siguiendo la misma metodología para el cálculo del factor de seguridad del eje se calculó para los demás componentes así tenemos para el disco.

- Para el criterio A: la calidad del material es **muy bueno (mb)**, caso contrario la máquina deja de funcionar.
- Para el criterio B: **regular (r)**, puede existir sobrecargas en el flujo de material al cortar.
- Para el criterio C: al igual que el eje el método de cálculo es **bueno (b)**.
- Para el criterio D y E los valores son los mismo que el cálculo para el eje.

Teniendo así:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} = 1.7 * 1.3 = 2.21$$

6.9.3. Cálculo del factor de seguridad para la unión soldada

- Para el criterio A: la calidad de la soldadura es **muy buena (mb)**.
- Para el criterio B: **regular (r)**, puede existir sobrecargas en el flujo de material al cortar.

- Para el criterio C: el cálculo es **regular** (*r*) ya que no existen muchas ecuaciones para el cálculo de una soldadura anular.
- Para el criterio D y E los valores son los mismo que el cálculo para el eje.

Teniendo así:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} = 1.9 * 1.3 = 2.47$$

6.9.4. Cálculo del factor de seguridad para los pernos

- Para el criterio A: la calidad de los pernos es **muy bueno** (*mb*).
- Para el criterio B: **regular** (*r*), puede existir sobrecargas en el flujo de material al cortar.
- Para el criterio C: el cálculo es **muy bueno** (*mb*) ya que se considera todos los aspectos posibles para el cálculo.
- Para el criterio D y E los valores son los mismo que el cálculo para el eje.

Teniendo así:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} = 1.5 * 1.3 = 1.95$$

6.10. Cálculo de eje

Siguiendo la metodología de Hamrock, Jaconson y Schmid en el libro de “*Elementos de máquinas*” que se describe en el apartado **4.2.16** se procede a calcular las fuerzas que actúan en el eje y su respectiva ubicación.

Se considera los siguientes componentes en la máquina: longitud de la polea, longitud de los componentes de rotación (ancho del álabe (*b_I*), espesor del disco (*e_d*), espesor de la cuchilla) longitud del cojinete (2 cojinetes en la parte izquierda y derecha de la maquina).

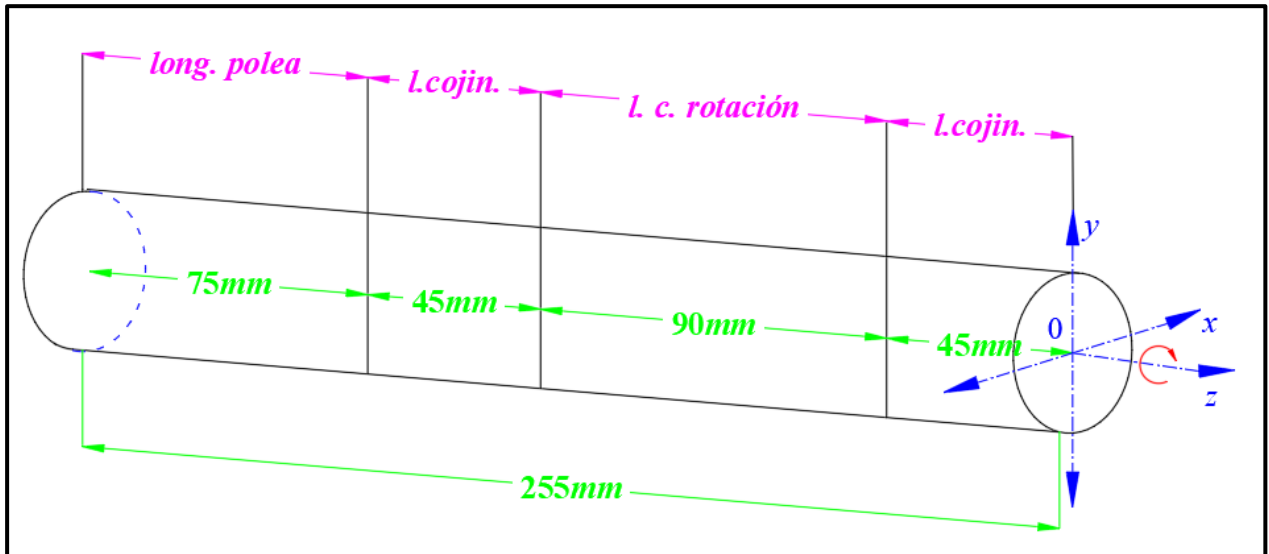
En cada componente se otorga dimensiones, el cual consiste en el espacio para la sujeción de los componentes y mecanizado del eje, así tenemos:

- **Longitud de la polea** = 75 mm.
- **Longitud del cojinete** = 45 mm en cada extremo = 90 mm.
- **Longitud de los componentes del sistema de rotación** = 90 mm.

La longitud del eje requerido es de *255mm*. (Observar la figura 31)

Figura 31

Longitud del eje

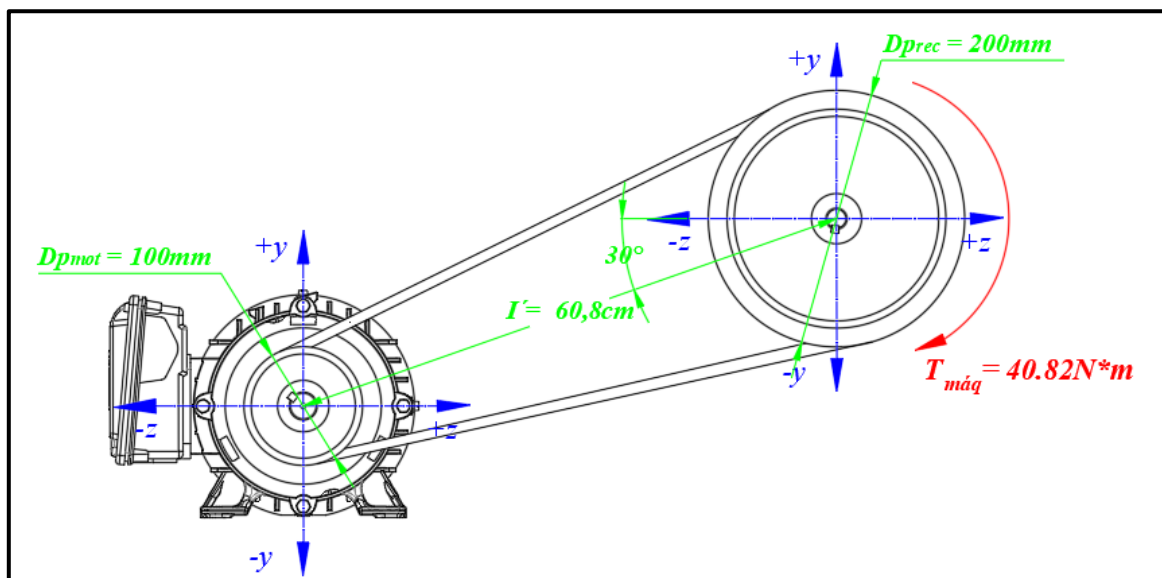


Fuente: El autor

Para el movimiento del eje actúa el sistema de transmisión anteriormente calculado, como se observa en la figura 32 y la figura 33.

Figura 32

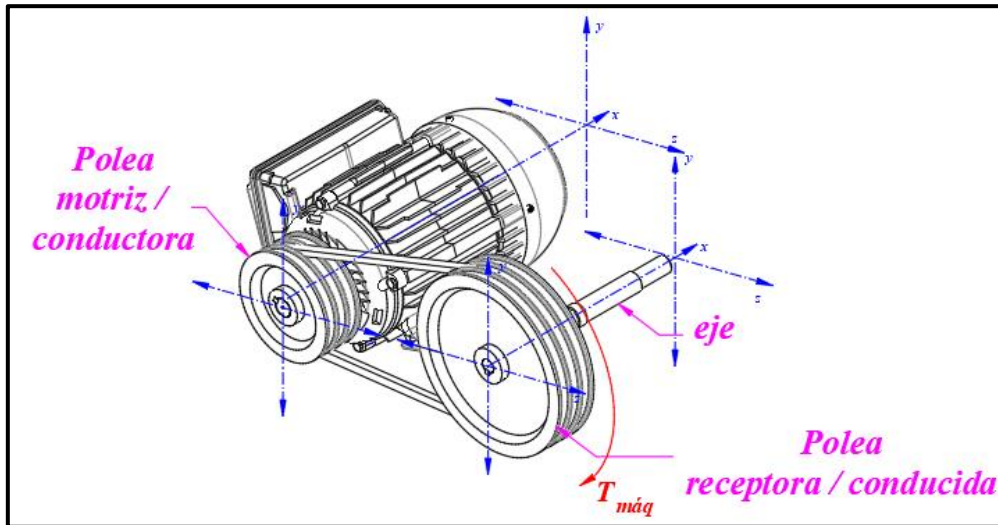
Sistema de transmisión que actúa en el eje



Fuente: El autor

Figura 33

Vista isométrica del sistema de transmisión

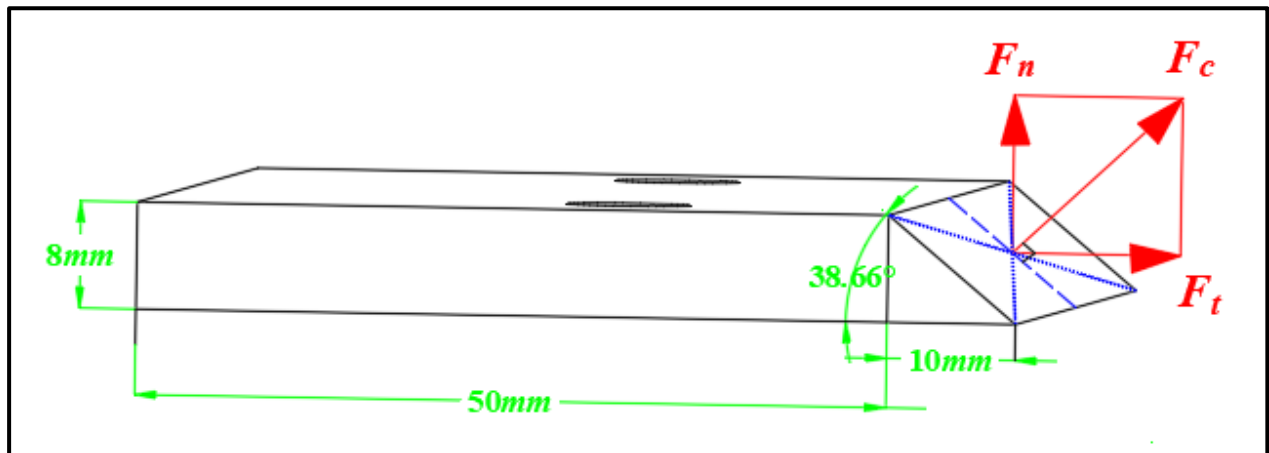


Fuente: El autor

En la cuchilla actúan dos fuerzas: fuerza axial (F_n) y la fuerza tangencial (F_t) que son las fuerzas presentes al impactar la caña con las cuchillas tal como se observa en la figura 34.

Figura 34

Fuerzas que actúan en la cuchilla



Fuente: El autor

La fuerza tangencial actúa en la mitad de la cuchilla y la dirección es tangente al radio de giro de la cuchilla (R_g), la cuchilla al tener movimiento rotacional genera la energía necesaria para el corte por lo que se procede a calcular:

$$F_t = \frac{E_c}{R_g} = \frac{83.58 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.1035 \text{ m}} = 807.54 \text{ N}$$

Por geometría, la fuerza normal (observar la figura 34) es:

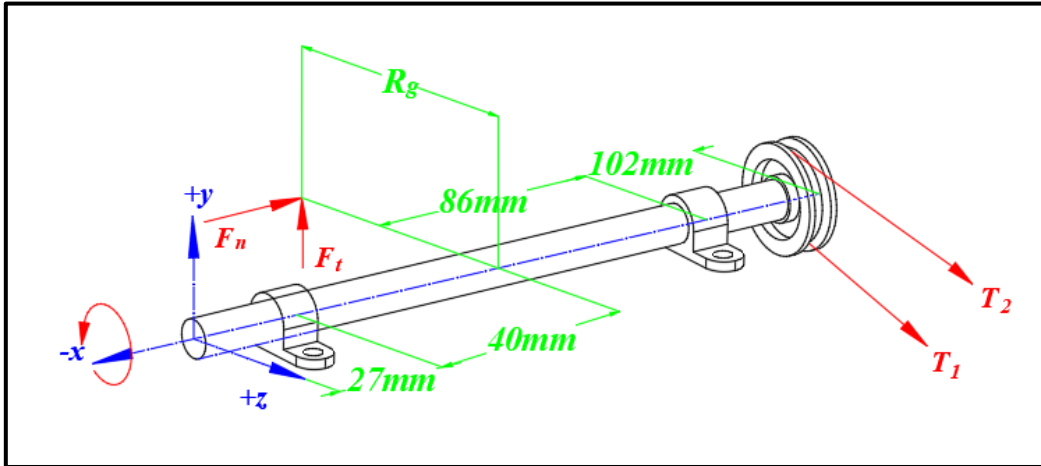
$$F_n = F_t \cdot \tan(38.66^\circ) = (807.54 \text{ N}) \cdot \tan(38.66) = 646.04 \text{ N}$$

Siguiendo la metodología de (Hamrock, Jaconson, & Schmid, 2003, pág. 425),

primeramente, se realiza un diagrama de cuerpo libre de todas las fuerzas que actúan en el eje.
(Observar la figura 35)

Figura 35

Diagrama de cuerpo libre del eje

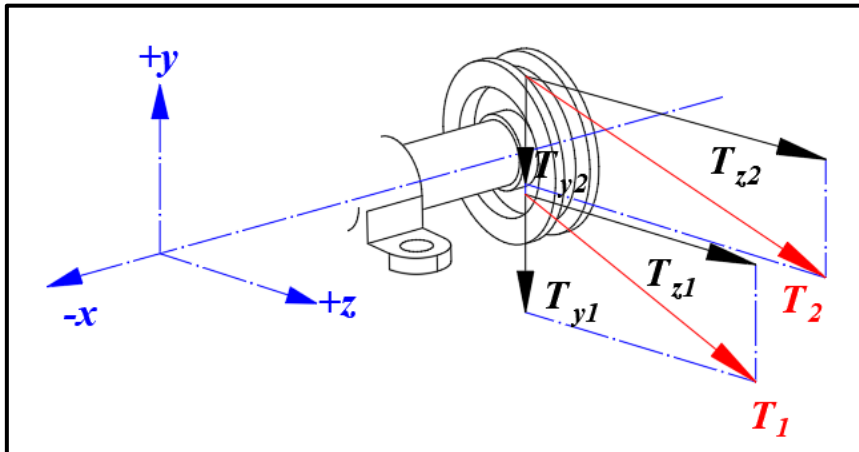


Fuente: *El autor*

La fuerza T_1 y T_2 son las tensiones generadas por la transmisión por correas y tienen componentes tanto en el eje z como en el eje y . (Observar la figura 36)

Figura 36

Componentes de las tensiones generadas por la transmisión



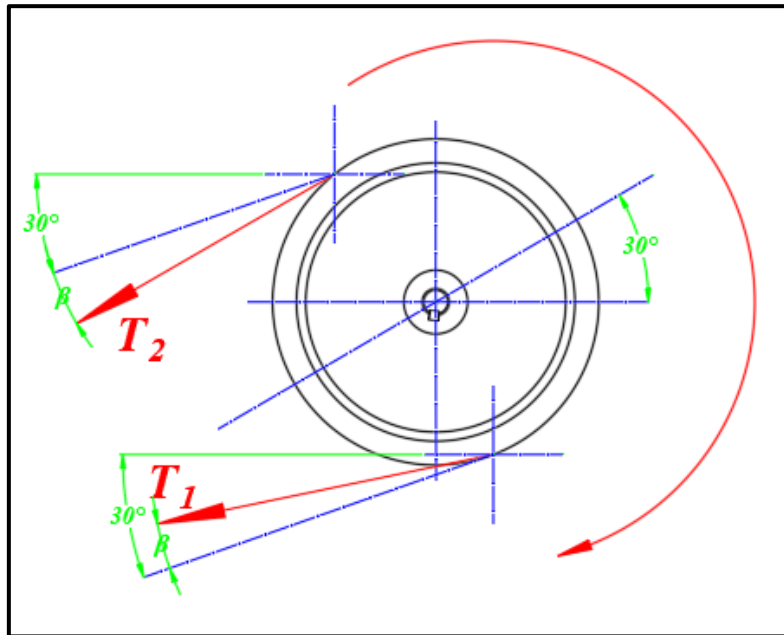
Fuente: *El autor*

Si la polea mayor es conducida (polea del eje) en sentido horario como se muestra en la figura 37, entonces T_1 es mayor que T_2 .

Se procede a calcular las componentes de T_1 y T_2 obteniendo los ángulos θ_1 y θ_2 respectivamente como se muestra en la figura 37 donde $\beta = 5.03^\circ$.

Figura 37

Ángulos respectivos de las tensiones



Fuente: El autor

$$\theta_1 = 30^\circ - \beta = 30^\circ - 5.03^\circ = 24.97^\circ$$

$$\theta_2 = 30^\circ + \beta = 30^\circ + 5.03^\circ = 35.03^\circ$$

A partir de la ecuación 26 se procede a despejar $T_1 = F_1$ y $T_2 = F_2$, donde r es el radio de la polea mayor de 200 mm y T es el torque generado en el eje de la máquina como se indica en el diagrama cinemático. (Observar la figura 28)

De la ecuación 28 se tiene:

$$T_1 = 4T_2$$

$$T_{máq} = (4T_2 - T_2) * \left(\frac{Dp_{rec}}{2}\right)$$

$$T_2 = \frac{2 * T_{máq}}{3 * Dp_{rec}} = \frac{(2) * (40.82 N * m)}{3 * (0.2 m)} = 136.1 N$$

$$T_1 = 4T_2 = (4) * (136.1 N) = 544.4 N$$

En donde se tiene T_1 y T_2 en sus componentes en el eje z y y respectivamente:

- Componentes en el eje z

$$T_{z1} = T_1 \cos(\theta_1) = (544.4 N) * \cos(24.97^\circ) = 493.51 N$$

$$T_{z2} = T_2 \cos(\theta_2) = (136.1 N) * \cos(35.03^\circ) = 111.45 N$$

- Componentes en el eje y

$$T_{y1} = T_1 \sin(\theta_1) = (544.4 N) * \sin(24.97^\circ) = 229.82 N \downarrow$$

$$T_{y2} = T_2 \sin(\theta_2) = (136.1 N) * \sin(35.03^\circ) = 78.12 N \downarrow$$

Por lo tanto la fuerza resultante en eje (z) y en el eje (y) será:

$$F_{zR} = T_{z1} + T_{z2} = 510.26 \text{ N} + 104.87 \text{ N} = 604.96 \text{ N}$$

$$F_{yR} = T_{y1} + T_{y2} = 189.76 \text{ N} + 86.75 \text{ N} = 307.94 \text{ N}$$

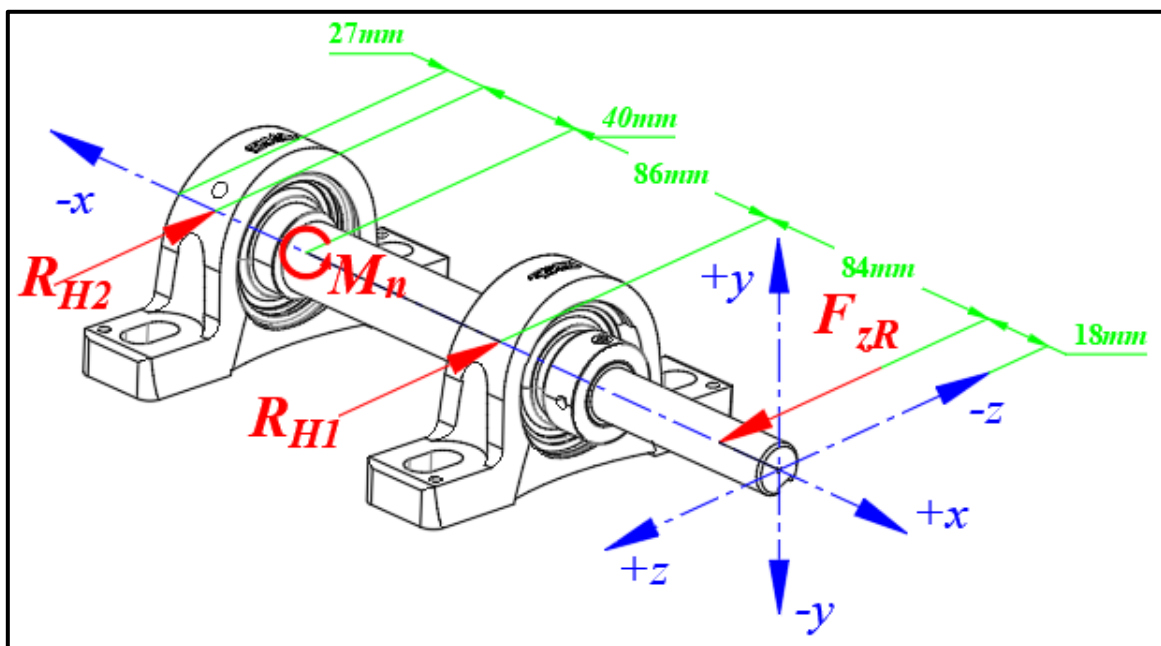
Fuerzas presentes en el eje en plano (xz)

En la figura 38 se presentan las fuerzas que actúan en el árbol de transmisión en el plano xz , se tiene la fuerza resultante el eje z (F_{zR}) generada por el sistema de transmisión, las respectivas reacciones en los cojinetes, izquierdo (R_{H2}) y derecho (R_{H1}), la fuerza normal actúa como momento (M_n) y su valor es:

$$M_n = F_n * R_g = (646.04 \text{ N}) * (0.1035 \text{ m}) = 66.87 \text{ N} * \text{m}$$

Figura 38

Fuerzas que actúan en el plano xz



Fuente: El autor

$$+\curvearrowright \Sigma F_z = 0$$

$$F_{zR} - R_{H1} - R_{H2} = 0$$

$$+\cup \Sigma MR_{H1} = 0$$

$$-F_{zR}(0.084 \text{ m}) + M_n - R_{H2}(0.126 \text{ m}) = 0$$

$$R_{H2} = \frac{-F_{zR}(0.084 \text{ m}) + M_n}{(126 \text{ mm})} = \frac{-(604.96 \text{ N})(0.084 \text{ m}) + (66.87 \text{ N} * \text{m})}{(0.126 \text{ m})}$$

$$R_{H2} = 127.41 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$R_{H1} = F_{zR} - R_{H2} = 604.96 \text{ N} - 127.41 \text{ N} = 477.55 \text{ N}$$

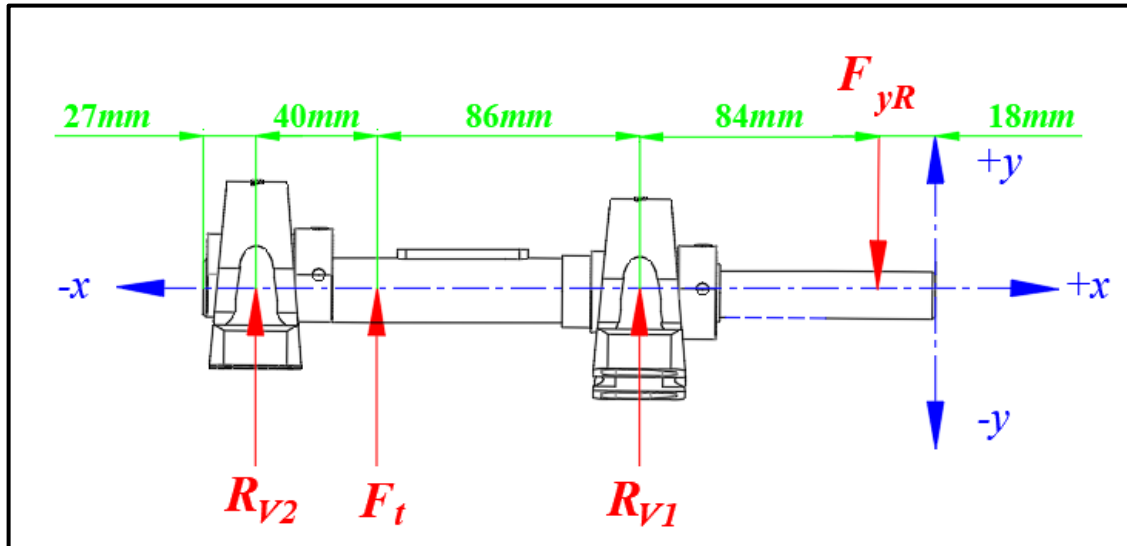
Fuerzas presentes en el eje en plano (xy)

En la figura 39 se presentan las fuerzas que actúan en el plano xy , se tiene la fuerza

resultante en el eje y (F_{yR}) generada por el sistema de transmisión y la fuerza tangencial (F_t) con las respectivas reacciones en los cojinetes, izquierdo (R_{V2}) y derecho (R_{V1}).

Figura 39

Fuerzas que actúan en el plano xy



Fuente: El autor

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$-F_{yR} + R_{V1} + F_t + R_{V2} = 0$$

$$+\curvearrowright \Sigma MR_{V1} = 0$$

$$-F_{yR}(0.84 \text{ m}) - F_t(0.086 \text{ m}) - R_{V2}(0.126 \text{ m}) = 0$$

$$R_{V2} = \frac{-F_{yR}(0.084 \text{ m}) - F_t(0.086 \text{ m})}{(0.126 \text{ m})}$$

$$R_{V2} = \frac{-(307.94 \text{ N})(0.084 \text{ m}) - (807.54 \text{ N})(0.086 \text{ m})}{(0.126 \text{ m})} = -756.47 \text{ N}$$

$$R_{V2} = 756.47 \text{ N} \downarrow$$

Por lo tanto:

$$-F_{yR} + R_{V1} + F_t - R_{V2} = 0$$

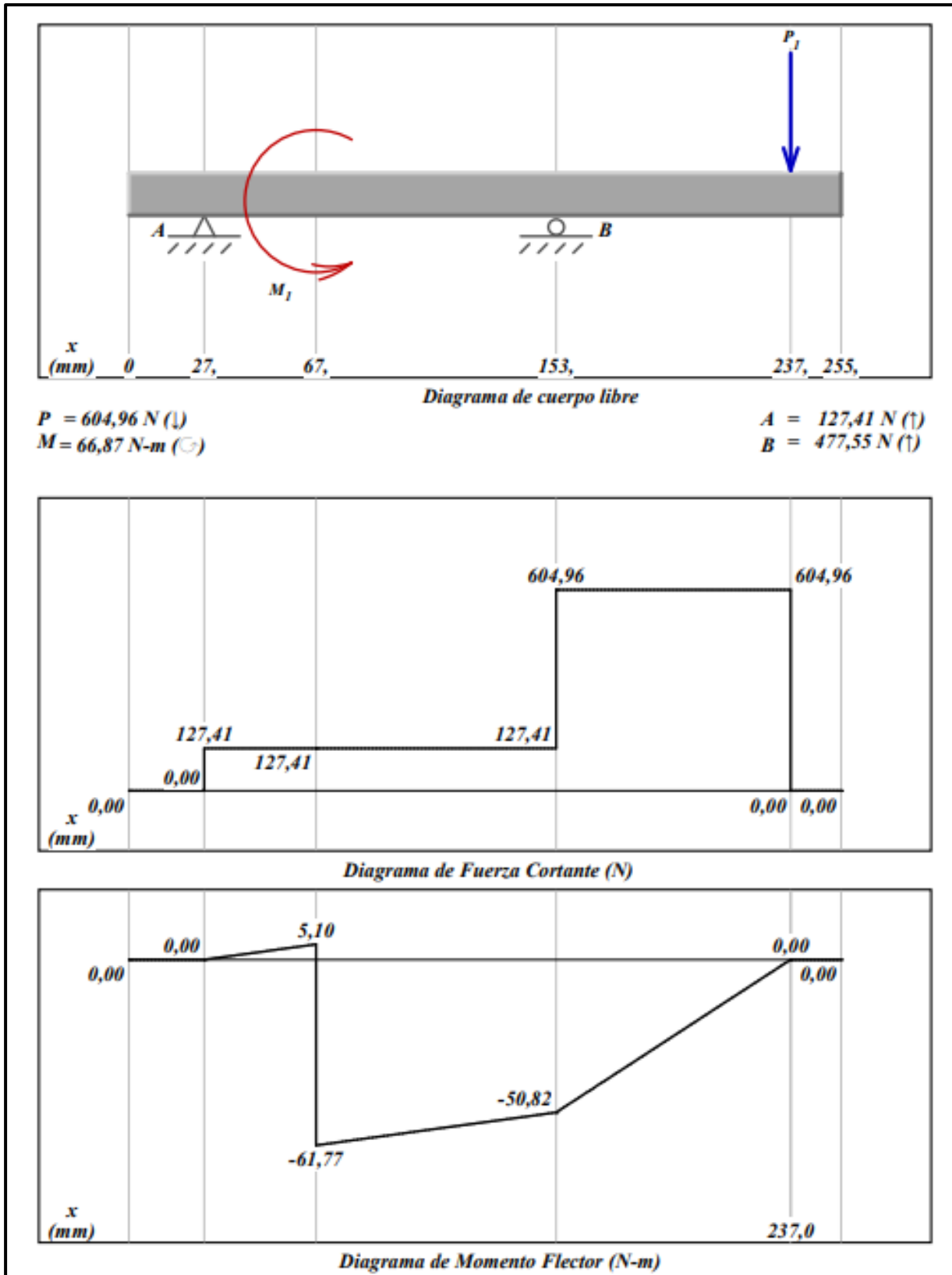
$$R_{V1} = F_{yR} - F_t + R_{V2} = 307.94 \text{ N} - 807.54 \text{ N} + 756.47 \text{ N} = 256.87 \text{ N}$$

$$R_{V1} = 256.87 \text{ N}$$

Utilizando el programa MDSolids se calcula y se grafica los diagramas de fuerza cortante y momento flector en los planos xz y xy . (Observar la figura 40 y la figura 41)

Figura 40

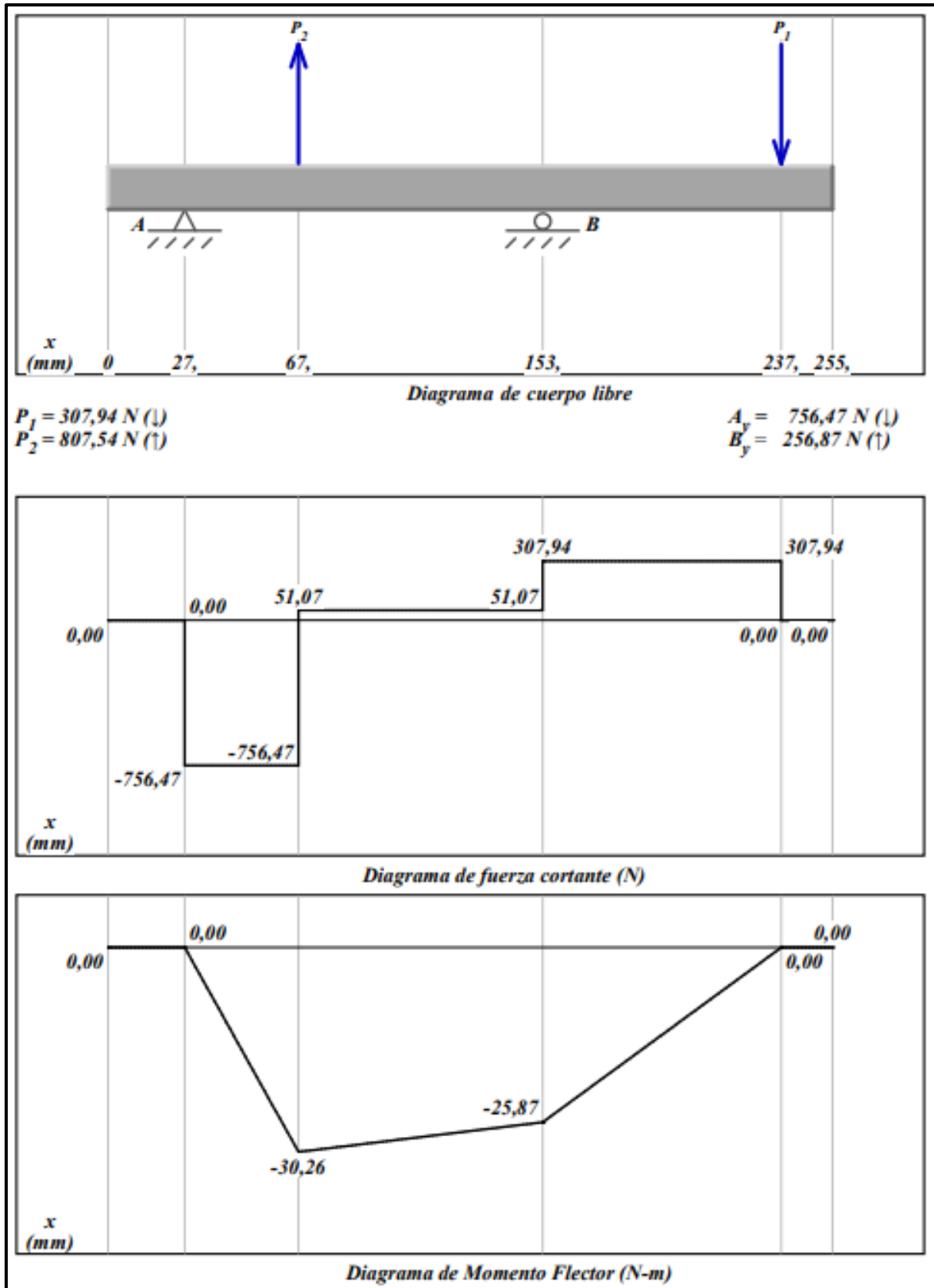
Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano (xz) utilizando el programa MDSolids



Fuente: MDSolids Educational Software for Mechanics of Materials

Figura 41

Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano (xy) utilizando el programa MDSolids



Fuente: MDSolids Educational Software for Mechanics of Materials

El momento flector máximo en el plano xz (observar la figura 40) es de $-61.77 \text{ N}\cdot\text{m}$ y

en el plano xy (observar la figura 41 es de $-30.26 \text{ N}\cdot\text{m}$, por lo tanto, el área crítica del eje es cuando sucede el máximo momento flector y es donde actúa el sistema de corte, es decir donde se realiza el corte del material.

Aplicando la ecuación 29 se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{|M_{xz}|^2 + |M_{xy}|^2} = \sqrt{|(-61.77 \text{ N}\cdot\text{m})|^2 + |(-30.26 \text{ N}\cdot\text{m})|^2} = 68.78 \text{ N}\cdot\text{m}$$

El momento torsor que actúa en el eje es el torque de la máquina y es de $40.82 \text{ N}\cdot\text{m}$, por lo tanto, en el eje actúan esfuerzos a la flexión y cortante torsional teniendo así esfuerzos combinados.

El material seleccionado para el diseño del eje de la máquina es el **SAE 1018** con un esfuerzo a la cedencia de 31 kg/mm^2 (observar la figura 77 ubicada en el anexo 17) equivalente 304.11 MPa y con un factor de seguridad calculado de 2.28 teniendo así el esfuerzo admisible a partir de la ecuación 6:

$$\sigma_{adm} = \frac{304.11 \text{ MPa}}{2.28} = 133.38 \text{ MPa}$$

La torsión equivalente se la calcula mediante la ecuación 39 que es de:

$$T_e = \sqrt{(68.78 \text{ N}\cdot\text{m})^2 + (40.82 \text{ N}\cdot\text{m})^2} = 79.98 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Aplicando la ecuación 41 se tiene que el diámetro mínimo del eje es:

$$d_e \geq \sqrt[3]{\frac{16 * (79.98 \text{ N}\cdot\text{m})}{\pi * \left(133.38 * 10^6 * \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}} = 0.015 \text{ m} = 15 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo del eje es 15 mm en la parte crítica del eje.

En la parte donde actúa la polea de transmisión de potencia y el cubo que sujeta el eje se considera concentraciones de tensiones por las chavetas que hacen de sujeción al eje.

Se selecciona el factor de concentración de esfuerzo estático (k_t) tanto para la flexión como a la torsión con las siguientes características para el chavetero: terminación curva con acero revenido. (Datos obtenido de la tabla 46 ubicada en el anexo 18)

$$K_t = 1.3 \text{ (flexión y torsión)}$$

De la ecuación 42 se tiene que el momento reducido modificado:

$$T_{em} = \sqrt{(1.3 * 68.78 \text{ N}\cdot\text{m})^2 + (1.3 * 40.82 \text{ N}\cdot\text{m})^2} = 103.98 \text{ N}\cdot\text{m}$$

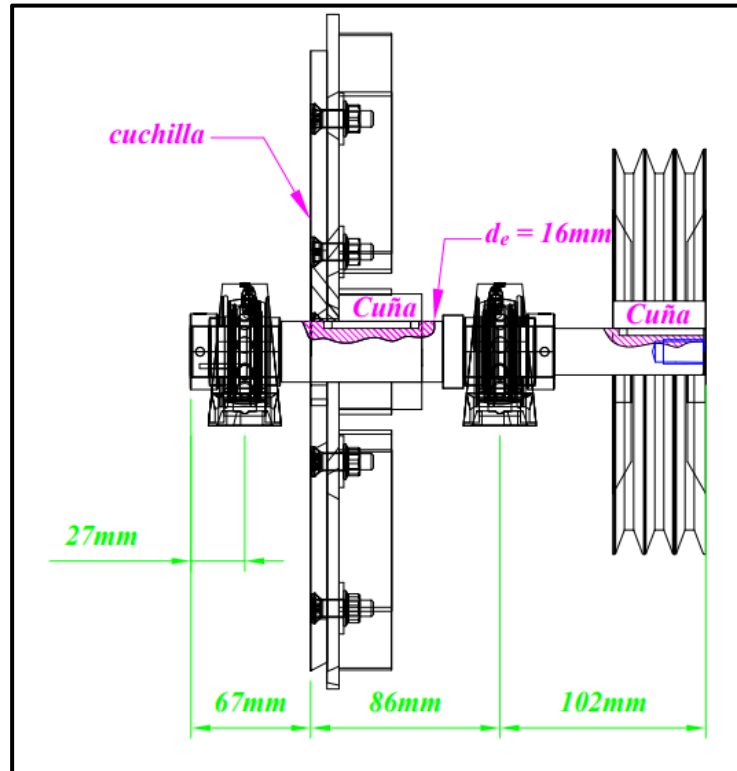
De la ecuación 41 se tiene que el diámetro del eje:

$$d_e \geq \sqrt[3]{\frac{16 * (103.98 \text{ N}\cdot\text{m})}{\pi * \left(133.38 * 10^6 * \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}} = 0.016 \text{ m} = 16 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo del eje es 16mm en la parte crítica del eje donde se ubica el sistema de rotación de los componentes tal como se observa en la figura 42.

Figura 42

Geometría del diseño preliminar del eje



Fuente: El autor

6.10.1. Cálculo del eje a la fatiga

El eje está sometido a una carga de *flexión transversal constante o reversible* (figura 9 literal f) y a *una torsión constante*, por lo tanto, $M_m=0$ y $T_a=0$.

Para el cálculo del diámetro del eje a la fatiga se selecciona el criterio de la recta Soderberg. (Ecuación 20)

Se calcula todos los parámetros necesarios para calcular el diámetro del eje. (Ecuación 63)

Para el límite de resistencia a la fatiga (S_e) se toma en consideración lo siguiente: use los modificadores del límite de resistencia a la fatiga, k_a , k_b y k_c , para la flexión. El factor de carga torsional, $k_c = 0.59$ no debe aplicarse pues ya se tomó en cuenta para calcular el esfuerzo de von Mises. (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 310)

El factor k_a se calcula mediante la ecuación 50 donde la resistencia última S_{ut} (resistencia a la tracción) del material del eje **SAE 1018** (observar la figura 77 ubicada en el anexo 17) es de 61 kg/mm^2 que es equivalente 598.41 MPa , el factor a y b es de 4.51 y -0.265 respectivamente, datos obtenidos de la tabla 47 ubicada en el anexo 19 teniendo en cuenta que el acabado superficial del eje es laminado en frío, entonces se tiene:

$$k_a = (4.51)(598.41)^{-0.265} = 0.828$$

El factor k_b se calcula mediante la ecuación 51 donde el diámetro anteriormente calculado es de 16 mm. ($d_e=d_p$)

$$k_b = 1.24 * (16)^{-0.107} = 0.92$$

El factor k_c se calcula mediante la ecuación 53 para la flexión.

$$k_c = 1$$

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, teniendo en cuenta que la resistencia a la tensión es menor a 1400 MPa, mediante la ecuación 52 se tiene:

$$S'_e = (0.5)(598.41 \text{ MPa}) = 299.21 \text{ MPa}$$

El límite a la resistencia a la fatiga se calcula utilizando la ecuación 49:

$$S_e = (0.828) * (1) * (0.92) * (299.21 \text{ MPa}) = 227.93 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fluencia (S_y) del material **SAE 1018** es de 31 kg/mm² equivalente a 304.11 MPa tal como se observa en la figura 77 ubicada en el anexo 17. El factor de seguridad n_s es de 2.28 anteriormente calculado.

La ubicación de falla del eje es donde se realiza el corte de las cuchillas, a 67 mm de la parte izquierda del eje que es donde se encuentra el momento flector máximo (observar la figura 40 y la figura 41 además en esa ubicación se encuentra el cuñero del cubo (observar la figura 42 por lo tanto los factores de concentración del esfuerzo por fatiga se considera que el eje tiene sensibilidad en toda la muesca (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 287), es decir $q = 1$, entonces $K_f = K_t$, donde K_t es el esfuerzo de concentración teórico (estático) los cuales para la flexión y la torsión son los que se consideró para el cálculo preliminar del eje.

El diámetro se calcula mediante la ecuación 48, el cual se tiene que:

$$d_e = \sqrt[3]{\left(\frac{16 * n_s}{\pi}\right) \left[\left\{ 4 \left((k_f)_f * \frac{M_a}{S_e} \right)^2 \right\}^{1/2} + \left\{ 3 \left((k_f)_t * \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right\}^{1/2} \right]}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{(16) * (2.28)}{\pi} * \left[\sqrt{4 * \left(1.3 * \frac{68.78 \text{ N} * \text{m}}{227.93 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} + \sqrt{3 * \left(1.3 * \frac{40.82 \text{ N} * \text{m}}{304.11 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]}$$

$$d_e = 0.023 \text{ m} = 23 \text{ mm}$$

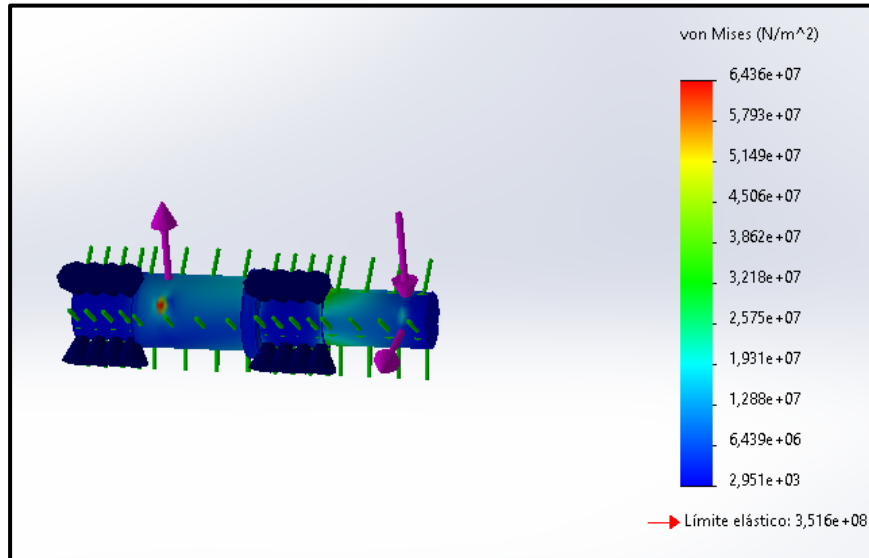
El diámetro mínimo en la sección crítica del eje (ubicación del sistema de rotación) es de 23 mm.

La geometría del eje es escalonada tal como se muestra en los planos técnicos que se encuentra en el anexo 43, con los datos geométricos y las fuerzas que actúan en el eje se realiza

la respectiva simulación por el método de elementos finitos usando el software SolidWorks, en donde el esfuerzo máximo no supera el esfuerzo admisible tal como se observa en la figura 43.

Figura 43

Método de elementos finitos del eje usando el software SolidWorks



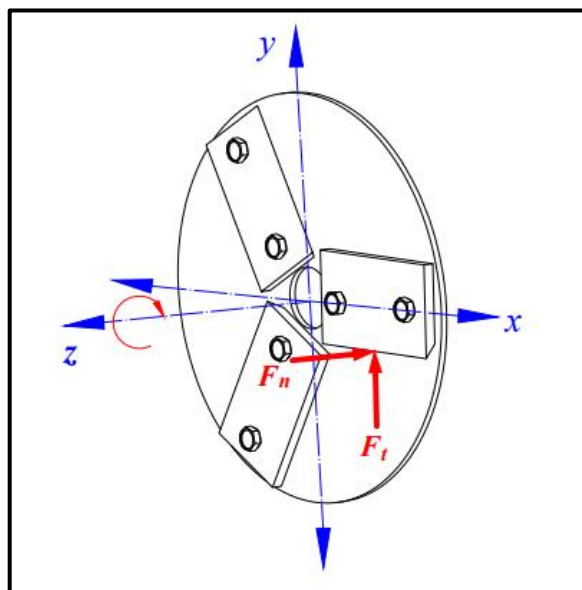
Fuente: *El autor*

6.11. Cálculo del disco

En el disco actúan dos fuerzas: fuerza normal (F_n) y la fuerza tangencial (F_t) anteriormente calculadas que son las fuerzas que se presentan al impactar la caña con las cuchillas tal como se observa en la figura 44.

Figura 44

Fuerzas que actúan en el disco



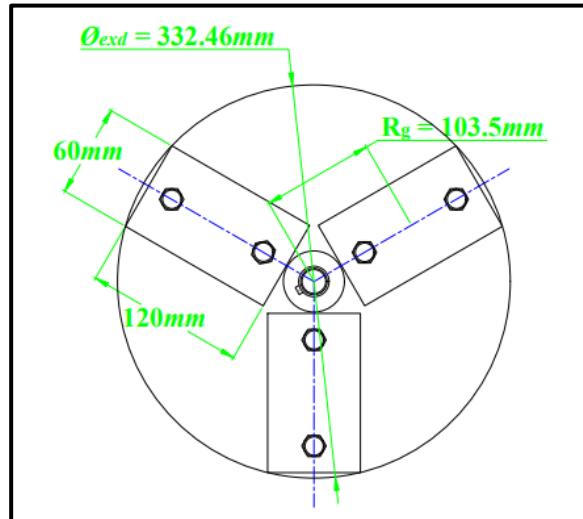
Fuente: *El autor*

La geometría del disco es la siguiente: con el radio de giro de la cuchilla que es de 103.5

mm y el diámetro externo del disco (\varnothing_{exd}) es donde termina la cuchilla tal como se observa en la figura 45.

Figura 45

Geometría del disco



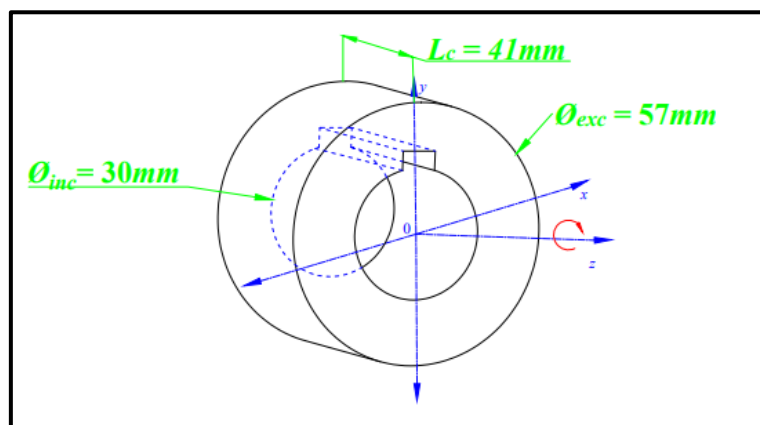
Fuente: *El autor*

La ubicación de falla en el disco (observar la figura 48) se encuentra en la sección del diámetro interno del disco (\varnothing_{ind}) el cual se denomina el área crítica ($A_{crí} = 2\pi r_{ind} * e_d$).

Al designar el diámetro del eje donde se ubica el sistema de rotación que es de 30 mm (observar la figura 57) se calcula el diámetro externo del cubo (\varnothing_{exc}), el cual según (Larburu, pág. 331) afirma que, el diámetro del cubo es $D = 1.8$ a $2 D$ ($D =$ diámetro del eje) y la longitud $L = 1.2$ a $1.5 D$, tomando el valor medio de $1.9D$ para el diámetro y $1.35D$ para la longitud, se tiene que el diámetro interno del disco ($\varnothing_{ind} = \varnothing_{exc}$) es 57 mm y la longitud del cubo es de (L_c) 41 mm. El material del cubo es de una barra perforada tipo **EN 10294-1** (observar tabla 48 ubicada en el anexo 20), en la figura 46 se observa la geometría del cubo.

Figura 46

Geometría del cubo

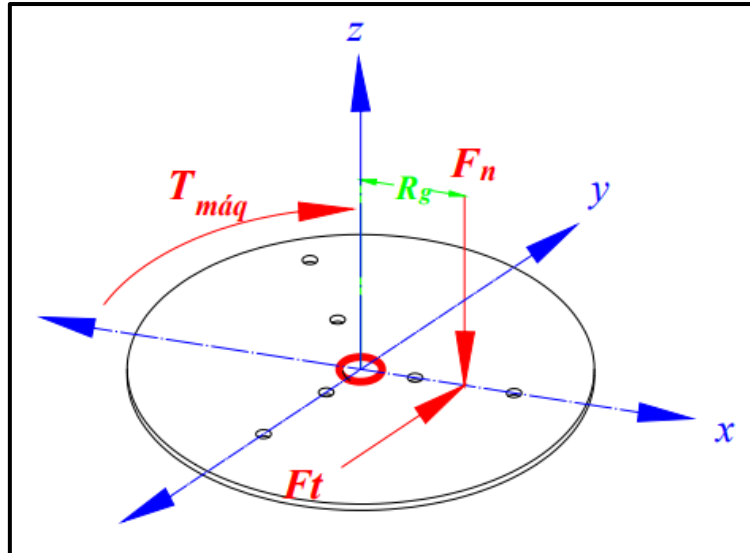


Fuente: *El autor*

La fuerza tangencial (F_t) actúa tangente a la circunferencia del diámetro interno del disco con dirección al eje neutro, por consiguiente, produce un esfuerzo de tensión directo denominado esfuerzo tangencial (σ_y) y la fuerza o normal (F_n) genera un esfuerzo flexionante (σ_z) tal como se observa en la figura 47.

Figura 47

Esfuerzos generados en el disco



Fuente: *El autor*

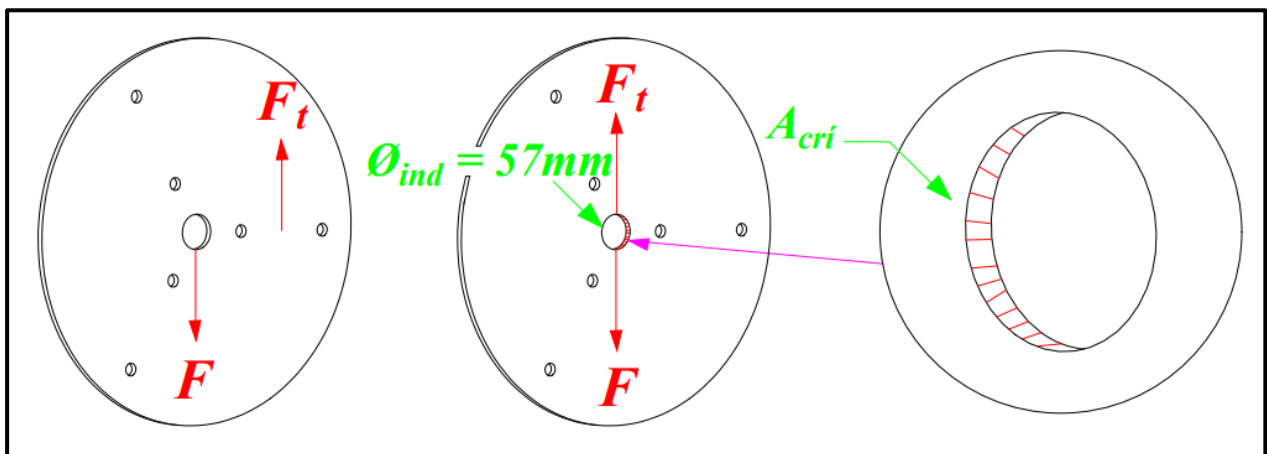
El esfuerzo tangencial que soporta la F_t resulta dividir entre el área (Observar la figura 48) :

$$\sigma_y = \frac{F_t}{A_{cr\acute{i}}} = \frac{F_t}{2\pi r_{ind} * e_d}$$

Ecuación 95

Figura 48

Determinación analítica de la F_b , que tiende a separar el disco

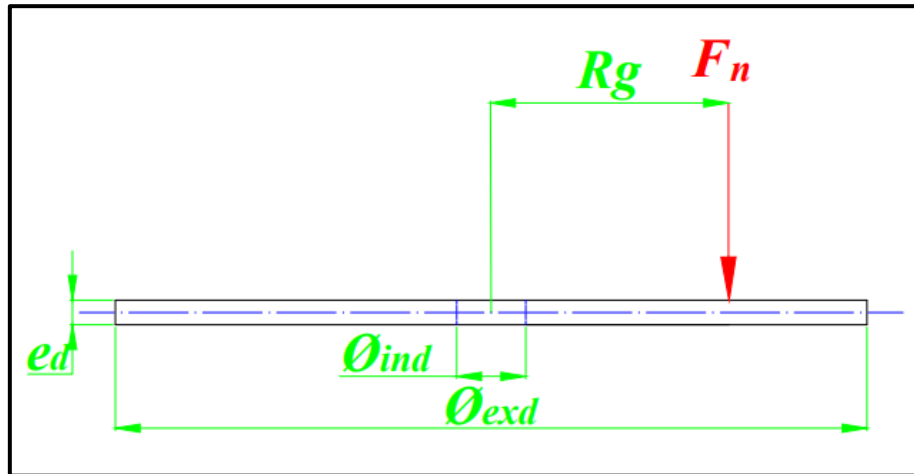


Fuente: *El autor*

La fuerza normal (F_n) genera un esfuerzo flexionante en el disco, al considerar al disco como una viga en voladizo (Observar la figura 49)

Figura 49

Determinación analítica de la F_n , que tiende a flexionar el disco



Fuente: El autor

Donde el momento flexionante (M) es la F_n por la distancia que en este caso es el radio de giro de la cuchilla (R_g) y c es la distancia del eje centroidal de la sección transversal a la fibra más externa de la viga ($c = e/2$). El momento de inercia de un rectángulo viene dado por la ecuación 90.

En este caso la base es el perímetro del disco ($b = 2\pi r$) para el radio donde se encuentra la parte crítica (r_{ind}) y la altura es el espesor del disco ($h^3 = e^3$). Por lo tanto, el esfuerzo flexionante viene definido por la ecuación 96.

$$\sigma_z = \frac{M * c}{I} = \frac{F_n * R_g * \left(\frac{e}{2}\right)}{\frac{2\pi * r_{ind} * e^3}{12}} = \frac{3 * F_n * R_g}{\pi * r_{ind} * e_d^2} \quad \text{Ecuación 96}$$

La fuerza tangencial genera un esfuerzo tensional directo (+) y el esfuerzo flexionante en la cara superior del disco lo tensiona (+) que es donde ocurre el esfuerzo combinado máximo, reemplazando en la ecuación 91 se tiene:

$$\sigma_{com} = \sigma_z + \sigma_y = \frac{3 * F_n * R_g}{\pi * r_{ind} * e_d^2} + \frac{F_t}{2\pi * r_{ind} * e_d}$$

El esfuerzo combinado tiene que ser igual o menor al esfuerzo admisible del disco, en este caso el material del disco es de una plancha con una calidad: **ASTM A36** (observar tabla 49 ubicada en el anexo 21), 36 representa el límite de fluencia o de cedencia del material en unidades KSI (1000 libras por pulgada cuadrada) equivalente a 248.21MPa, con un factor de seguridad calculado de 2.21 para el disco anteriormente calculado y mediante la ecuación 6 se tiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{248.21 \text{ MPa}}{2.21} = 112.31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{com} \leq \sigma_{admd}$$

Por lo tanto:

$$108.86 * 10^6 Pa = \frac{(6 * F_n * R_g) + (F_t)(e_d)}{2\pi * r_{ind} * e_d^2}$$

$$(112.31 * 10^6 Pa) * (2\pi * r_{ind} * e_d^2) = 6 * F_n * R_g + (F_t)(e_d)$$

$$\left(20.11 * 10^6 \frac{N}{m}\right) * (e_d^2) - (807.54 N)(e_d) - 401.19 N * m = 0$$

Calculando por la ecuación cuadrática donde el valor positivo es la respuesta:

$$x_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$x_1 = \frac{-(-807.54) \pm \sqrt{(-807.54)^2 - 4(20.11 * 10^6)(-401.19)}}{2(20.11 * 10^6)} \geq 4.45 mm$$

El espesor preliminar del disco (e_d) es de 4.45 mm.

6.11.1. Cálculo del disco a la fatiga

Al igual que el eje, el disco y los demás componentes están sometidos a cargas fluctuantes, en el caso del disco únicamente a una carga de *flexión transversal constante o reversible* (figura 9 literal f).

De igual manera que en el cálculo del eje se seleccionó el criterio de la recta de Soderberg, reemplazando en la ecuación 21 se tiene:

$$\frac{1}{n_s} = \frac{\sigma'_a}{S_e} = \frac{\left\{[(K_f)(\sigma_{com})]^2\right\}^{1/2}}{S_e} = \frac{\left\{[(K_f)(\sigma_y) + (K_f)(\sigma_z)_{flexión}]^2\right\}^{1/2}}{S_e}$$

Para el límite de resistencia a la fatiga, (S_e), se toma en consideración los mismos factores que en el cálculo del eje.

El factor k_a se calcula mediante la ecuación 50, donde la resistencia última S_{ut} (resistencia a la tracción) del material del disco **ASTM 36** (observar tabla 49 ubicada en el anexo 21) es de 475 MPa, el factor a y b es de 4.51 y -0.265 respectivamente, datos obtenidos de la tabla 47 ubicada en el anexo 19, teniendo en cuenta que el acabado superficial del disco es laminado en frío, entonces se tiene:

$$k_a = (4.51)(475 MPa)^{-0.265} = 0.88 MPa$$

El factor k_b se calcula mediante la ecuación 51, donde el espesor preliminar del disco es de 4.45 mm. ($\phi_{ind} = e_d$)

$$k_b = 1.24 * (4.45)^{-0.107} = 1$$

El factor k_c se calcula mediante la ecuación 53 para la flexión.

$$k_c = 1$$

El límite de resistencia a la fatiga teniendo en cuenta que la resistencia a la tensión es menor a 1400 MPa, mediante la ecuación 52 se tiene:

$$S'_e = (0.5)(475) = 237.5$$

El límite a la resistencia a la fatiga se calcula utilizando la ecuación 49:

$$S_e = (0.88 \text{ MPa}) * (1) * (1) * (237.5) = 209 \text{ MPa}$$

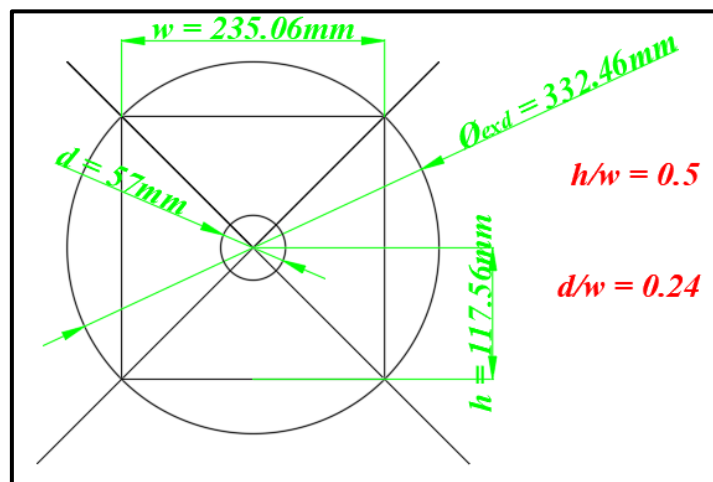
El factor de seguridad (n_s) es de 2.28 anteriormente calculado.

El primer factor de concentrador de tensiones a la fatiga para el σ_y se calcula determinando que, $q = 1$ esto quiere decir el disco tiene sensibilidad total en la muesca (agujero transversal del disco ϕ_{ind}), es decir $K_f = K_t$.

Se procede a calcular el factor de concentración de esfuerzos estático (K_t), considerando que el disco actúa como una placa cargada a tensión, para el cálculo se basa en la geometría del disco tal como se observa en la figura 50.

Figura 50

Geometría del disco para el cálculo del K_t

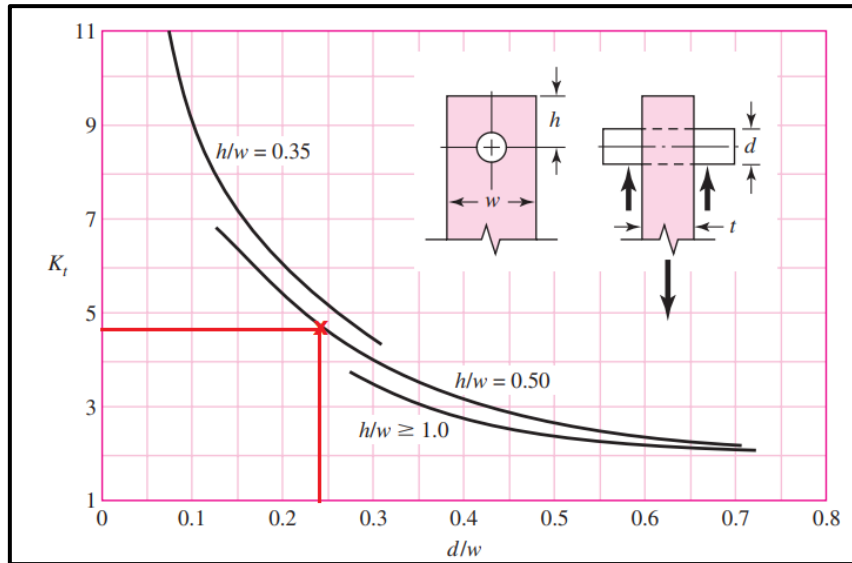


Fuente: *El autor*

Una vez calculado los parámetros necesarios, se procede a calcular el K_t mediante las curvas de la figura 51.

Figura 51

Placa cargada en tensión mediante un pasador a través de un agujero



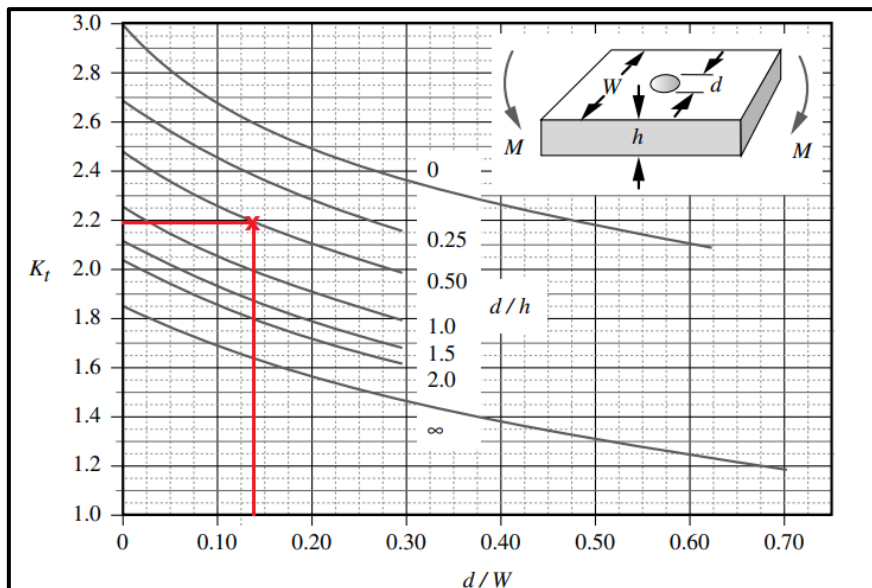
Fuente: “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”; Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett; 2008; pág. 1009

El factor (K_t) según la figura 51 es de 4.8, por lo tanto $k_f = 4.8$

Para el cálculo del K_f del esfuerzo flexionante en el disco (σ_z) se basa en el mismo principio de que $K_f = K_t$, pero esta vez el disco está sometido a tensión axial (observar la figura 44 con los parámetros de la figura 50 y mediante las curvas de la figura 52 se tiene:

Figura 52

Barra plana con orificio transversal en tensión axial



Fuente: “Diseño de máquinas un enfoque integrado”; Norton Robert L.; 2011; pág. 1004

que el factor de concentrador de esfuerzo a la fatiga (K_t) es de 2.2.

Reemplazando se tiene:

$$\frac{1}{n} = \frac{\left\{ [(K_f)(\sigma_y) + (K_f)(\sigma_z)_{flexión}]^2 \right\}^{1/2}}{S_e}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{\sqrt{\left[\left(4.8 * \frac{F_t}{2\pi * r_{ind} * e_d} \right) + \left(2.2 * \frac{3 * F_n * R_g}{\pi * r_{ind} * e_d^2} \right) \right]^2}}{S_e}$$

$$\left(4.8 * \frac{F_t}{2\pi * r_{ind} * e_d} \right) + \left(2.2 * \frac{3 * F_n * R_g}{\pi * r_{ind} * e_d^2} \right) = \frac{S_e}{n}$$

$$\frac{(F_t)(e_d)(4.8) + (13.2 * F_n * R_g)}{2\pi * r_{ind} * e_d^2} = \frac{209 \text{ MPa}}{2.21}$$

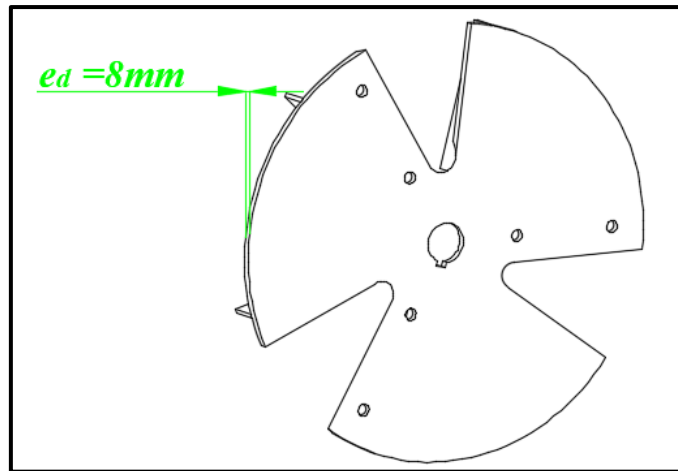
$$\left(17 * 10^6 \frac{N}{m} \right) * (e_d^2) - (3876.2 \text{ N}) * (e_d) - (882.62 \text{ N} * m)$$

$$x_1 = \frac{-(-3876.2) \pm \sqrt{(-3876.2)^2 - 4(17 * 10^6 * 10^6)(-882.62)}}{2(17 * 10^6)} \geq 7 \text{ mm}$$

El espesor del disco (e_d) seleccionado es de 8 mm, teniendo en cuenta que el cubo será soldado y no se requiere que se dilate el material. Para el paso del material picado se hace aberturas donde van colocadas las cuchillas tal como se observa en la figura 53.

Figura 53

Diseño del disco

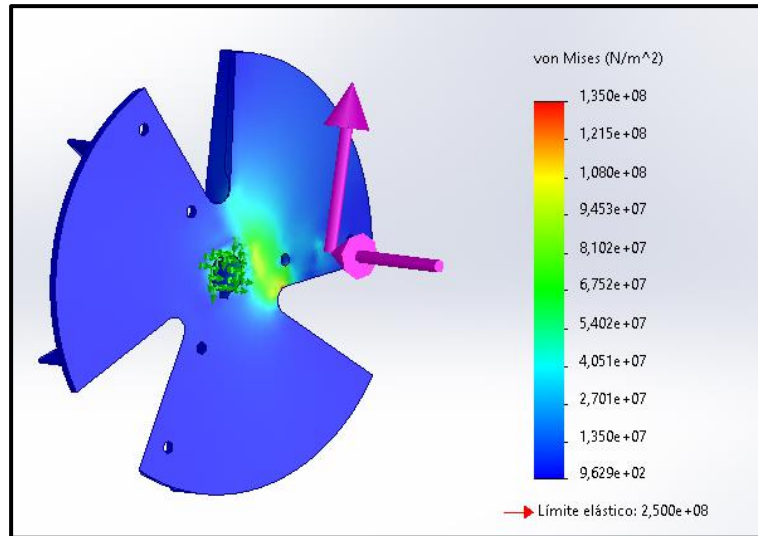


Fuente: *El autor*

Adicional se realiza la respectiva simulación en el software SolidWorks utilizando el método de elementos finitos en el cual el esfuerzo máximo no supera el esfuerzo admisible tal como se observa en la figura 54.

Figura 54

Método de elementos finitos en el disco utilizando el software SolidWorks



Fuente: *El autor*

6.12. Cálculo de rodamientos

Usando la metodología del catálogo de rodamientos FAG (Rodamientos FAG, 1999) se procede:

6.12.1. Rodamiento 1

6.12.1.1. Selección de factor de esfuerzos dinámicos (f_L).

Al no conocer la vida nominal de la máquina (L_h), utilizando la tabla 50 ubicada en el anexo 22 se estima el valor que debe alcanzar f_L , comparando como una máquina trituradora, el valor es de 3 a 3.5, tomando un valor medio $f_L = 3.25$. Al seleccionar el factor dinámico se debe aplicar el factor de corrección f_z (Rodamientos FAG, 1999, pág. 32), en la tabla 51 ubicada en el anexo 23 para una máquina de transmisión de correas trapeciales el valor es de 2 a 2.25, tomando el valor medio $f_z = 2.13$.

6.12.1.2. Cálculo del factor de velocidad (f_n).

La velocidad angular de la maquina (ω_{maq}) 1777.89rpm y el exponente de vida para rodamientos de bolas (p) 3 (Rodamientos FAG, 1999, pág. 31) mediante la ecuación 69 se tiene:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{94}{3 \cdot 1777.89}} = 0.26$$

6.12.1.3. Cálculo de la carga dinámica equivalente al rodamiento 1 (P_{r1}).

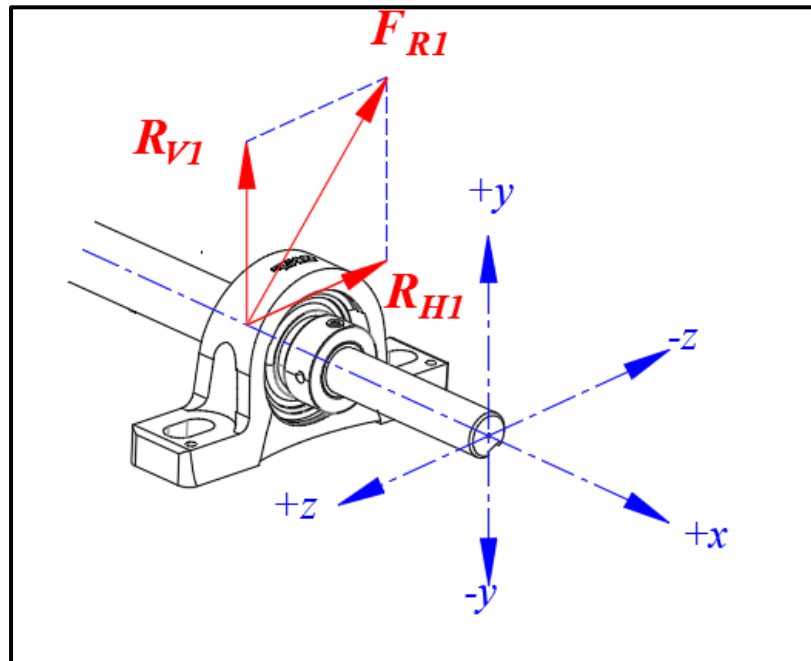
Las reacciones en el cojinete 1 del plano xz y xy se representan en la figura 55 donde actúan

únicamente fuerzas radiales y su resultante es:

$$F_{R1} = \sqrt{|-R_{H1}|^2 + |R_{V1}|^2} = \sqrt{|(-477.55 \text{ N})|^2 + |(256.87 \text{ N})|^2} = 542.25 \text{ N}$$

Figura 55

Fuerza resultante del cojinete 1



Fuente: *El autor*

La carga dinámica equivalente al rodamiento se calcula mediante la ecuación 70, donde el factor de carga radial $X = 1$. El factor de corrección (f_z) es de 2.13.

La fuerza normal (F_n) tal como se muestra en la figura 35 se considera como momento para las respectivas reacciones. Es decir, en las fuerzas resultantes de los cojinetes está considerada esta fuerza.

Teniendo así:

$$P_{r1} = ((1) * (542.25 \text{ N})) * (2.13) = 1155 \text{ N} = 1.16 \text{ kN}$$

6.12.1.4. Cálculo de la capacidad de carga dinámica para el rodamiento 1 (C_{r1})

Aplicando la ecuación 71 se tiene la capacidad de carga dinámica en el rodamiento 1:

$$C_{r1} = \frac{(3.25) * (1.16 \text{ kN})}{0.26} = 14.5 \text{ kN}$$

A continuación, se presenta el rodamiento FAG seleccionado de la tabla 52 ubicada en el anexo 24, donde el diámetro donde se ubican los rodamientos es de 25 mm (observar la figura 57 a partir de la carga dinámica, el rodamiento tiene la siguiente nomenclatura **6305** el cual soporta una carga dinámica de 22.4 kN, además se seleccionó el respectivo soporte de pie para el rodamiento con la siguiente denominación **P16205**. (Observar la tabla 53 ubicada el anexo 25)

6.12.2. Rodamiento 2

Para el rodamiento 2 siguiendo la misma metodología únicamente cambia los valores de cargas en el rodamiento.

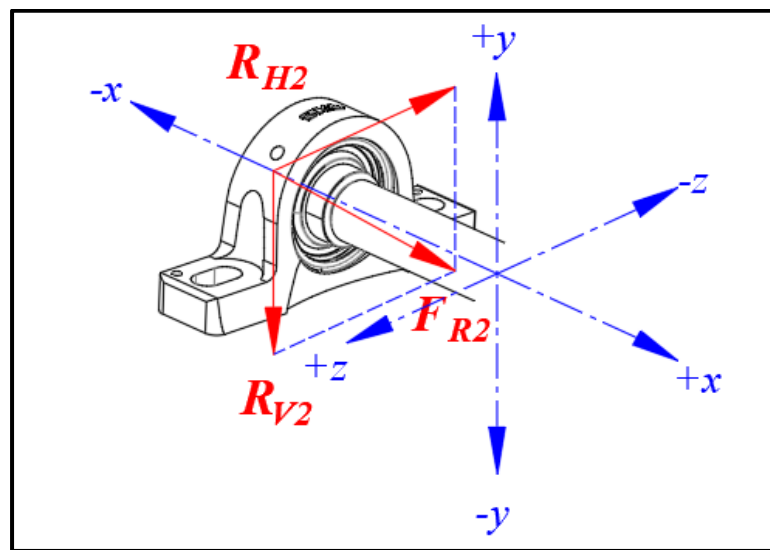
6.12.2.1. Cálculo de la carga dinámica equivalente al rodamiento 2 (P_{r2})

Las reacciones en el cojinete 2 del plano xz y xy se representan en la figura 56 donde actúan únicamente fuerzas radiales y su resultante es:

$$F_{R2} = \sqrt{|R_{H2}|^2 + |R_{V2}|^2} = \sqrt{|(-127.41 \text{ N})|^2 + |(-756.87 \text{ N})|^2} = 767.6 \text{ N}$$

Figura 56

Fuerza resultante del cojinete 2



Fuente: El autor

Aplicando los mismos factores de cargas para el cálculo del rodamiento 1 se tiene que la carga dinámica del rodamiento 2 mediante la ecuación 70 es:

$$P_{r2} = ((1) * (745.35 \text{ N})) * (2.13) = 16345 \text{ N} = 1.64 \text{ kN}$$

6.12.2.2. Cálculo de la capacidad de carga dinámica del rodamiento 2 (C_{r2})

Utilizando los mismos parámetros que el rodamiento 1 se procede al cálculo de la capacidad de carga dinámica para el rodamiento 2, mediante la ecuación 71 se tiene:

$$C_{r2} = \frac{(3.25) * (1.64 \text{ kN})}{0.26} = 20.44 \text{ kN}$$

Se seleccionó el mismo rodamiento, con número de rodamiento de serie **6305** el cual soporta una capacidad dinámica de 22.4 kN. Por lo tanto, es el mismo soporte de pie.

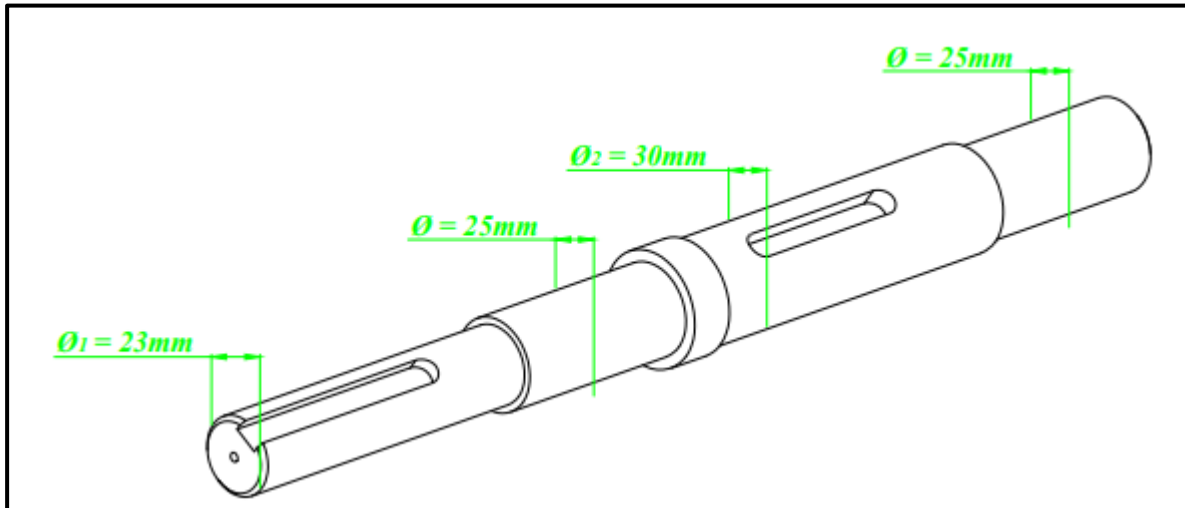
6.13. Selección de chavetas

Existen dos lugares en el eje de transmisión donde se ubicarán las cuñas (chavetas), la primera en la parte izquierda del eje donde se ubica la polea receptora y la segunda donde va

ubicado el sistema de rotación (cubo, cuchillas, disco, álabes del ventilador) tal como se observa en la figura 57.

Figura 57

Ubicación de cuñas en el eje



Fuente: *El autor*

El material seleccionado para la chaveta será un acero bajo en carbono o acero suave, en este caso puede ser desde el SAE 1005 al 10015, cuyos coeficientes admisibles están determinados en la tabla 54 ubicada en el anexo 26, en donde el esfuerzo al corte es de 720 kg/cm² (70.63 MPa) y el esfuerzo a la compresión es de 900 kg/cm² (88.29 MPa) a los cuales se los dividirá para un factor de seguridad de 3 que de acuerdo con (Chicaiza Songor , 2015, pág. 95) es recomendado para operaciones industriales.

6.13.1. Chaveta de la polea receptora

Para la selección de la cuña donde va ubicada la polea receptora se basa en los siguientes parámetros:

- Tipo de chaveta
- Diámetro del eje en la sección establecida

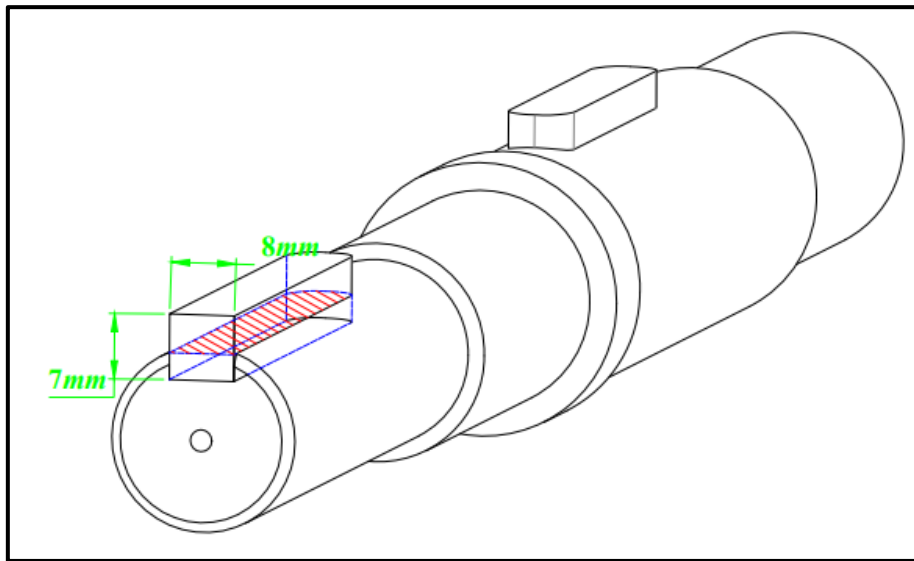
El tipo de chaveta seleccionado es en terminación en curva designado para el cálculo de concentración de esfuerzos teórico (K_t) y con el diámetro del eje en la sección establecida, se establece las dimensiones de la chaveta, que son de 8x7 mm. (Observar la tabla 55 ubicada en el anexo 27)

Para la resistencia al corte según la ecuación 72 se tiene: (observar la figura 58)

$$l_c = \frac{2 * (40.82 \text{ N} * m)}{\left(\frac{70.63 * 10^6 \text{ Pa}}{3}\right) * (0.008 \text{ m}) * (0.023 \text{ m})} = 0.019 \text{ m}$$

Figura 58

Área cortante de la cuña



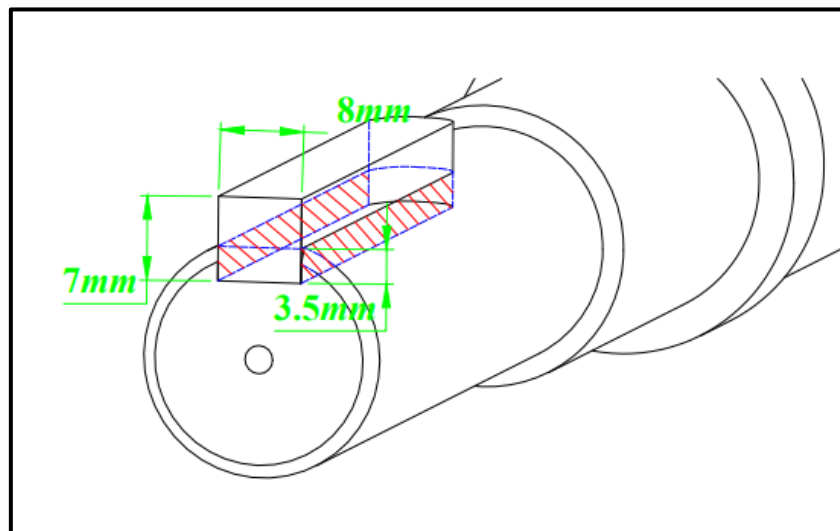
Fuente: El autor

Para la resistencia al contacto según la ecuación 73 se tiene: (observar la figura 59

$$l_{cp} = \frac{4 * (40.82 \text{ N} * \text{m})}{\left(\frac{88.29 * 10^6 \text{ Pa}}{3}\right) * (0.007 \text{ m}) * (0.023 \text{ m})} = 0.034 \text{ m}$$

Figura 59

Área de contacto de la cuña



Fuente: El autor

Por lo tanto, la longitud de la cuña para la p Polea receptora es de 39 mm.

6.13.2. Chaveta para el cubo

Para la selección de la cuña donde va ubicada el sistema de corte anteriormente al igual que en la p Polea rectora se toma los mismos parámetros con el tipo de chaveta, para la sección del eje las dimensiones de la chaveta son de 8x7 mm. (Observar la tabla 55 ubicada el anexo 27)

Para la resistencia al corte según la ecuación 72 se tiene:

$$l_c = \frac{2 * (40.82 \text{ N} * \text{m})}{\left(\frac{70.63 * 10^6 \text{ Pa}}{3}\right) * (0.008 \text{ m}) * (0.03 \text{ m})} = 0.014 \text{ m}$$

Para la resistencia al contacto según la ecuación 73 se tiene:

$$l_{cp} = \frac{4 * (34.43 \text{ N} * \text{m})}{\left(\frac{88.29 * 10^6 \text{ Pa}}{3}\right) * (0.007 \text{ m}) * (0.03 \text{ m})} = 0.027 \text{ m}$$

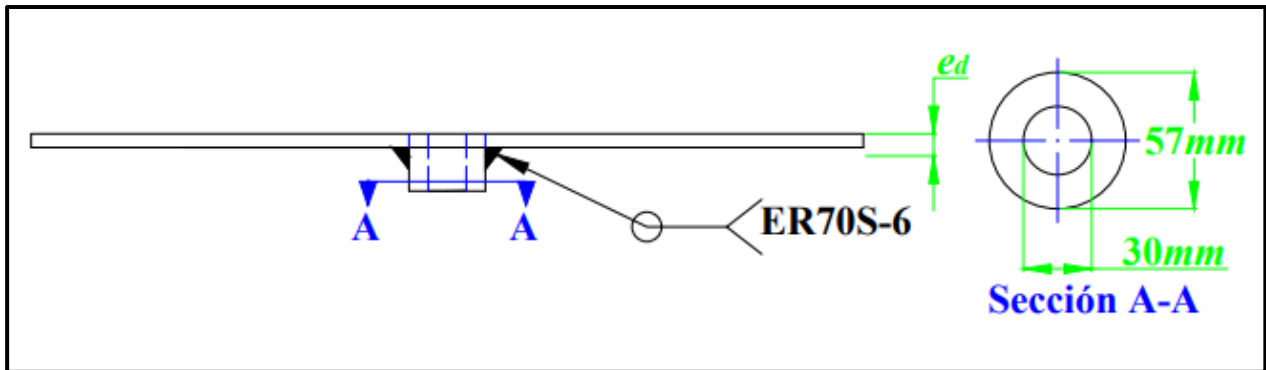
Por lo tanto, la longitud de la cuña para la el cubo es de 30 mm.

6.14. Cálculo de la unión soldada

La unión del cubo con el disco se realiza mediante soldadura, la soldadura es de forma anular tal como se observa en la figura 60 y se calcula utilizando la ecuación 9:

Figura 60

Soldadura anular, unión del cubo con el disco



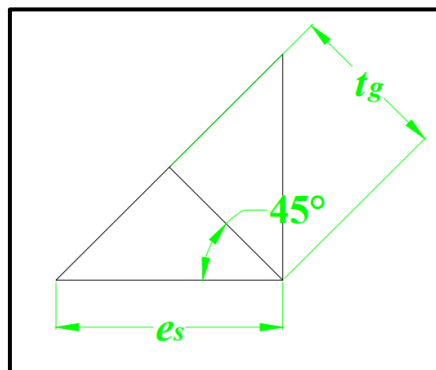
Fuente: El autor

La fuerza excéntrica que genera el momento mayor al torque es la fuerza tangencial (F_t) el cual genera un momento (M) de 83.58 N*m, se propone un espesor de soldadura de 3mm para el cálculo correspondiente.

La dimensión de la garganta es $t_g = e_s \cos(45^\circ)$ y se representa como en la figura 61

Figura 61

Representación de soldadura a filete



Fuente: El autor

Entonces se tiene:

$$e_s = 3 \text{ mm}$$

$$t_g = 3 \cos(45^\circ) = 2.12 \text{ mm}$$

Reemplazado y modificando la ecuación 9, ya que el área del cordón de la soldadura viene dada por: $A_s = 2\pi * r_{ind} * t_g$ y la fuerza excéntrica es la F_t que es de 807.54 N.

$$S = \frac{(807.54 \text{ N})}{2 * (\pi) * (0.057 \text{ m}) * (0.00212 \text{ m})} = 2.13 \text{ MPa}$$

El esfuerzo generado no debe superar el esfuerzo admisible, el electrodo a utilizar es metálico continuo (alambre) para MIG de nomenclatura **AWS ER70S-6** con una resistencia a la cedencia de 400 MPa, dato obtenido de la tabla 56 ubicada en el anexo 28.

El esfuerzo admisible viene dado por la ecuación 6 y el factor de seguridad anteriormente calculado es de 2.47.

$$\sigma_{adms} = \frac{400 \text{ MPa}}{2.47} = 162 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$S \leq \sigma_{adms}$$

6.14.1. Cálculo de la soldadura a la fatiga

Los esfuerzos fluctuantes que se presentan en la máquina es de flexión reversible por lo tanto la ecuación 25 se reduce a:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \left\{ \left[(k_f)_{flexi\acute{o}n} (S)_{flexi\acute{o}n} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Donde el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga del tipo de soldadura de filete transversal es de 1.5. (Observar la tabla 57 ubicado en el anexo 29)

Reemplazando se tiene:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = (1.5)(2.13 \text{ MPa}) = 3.2 \text{ MPa}$$

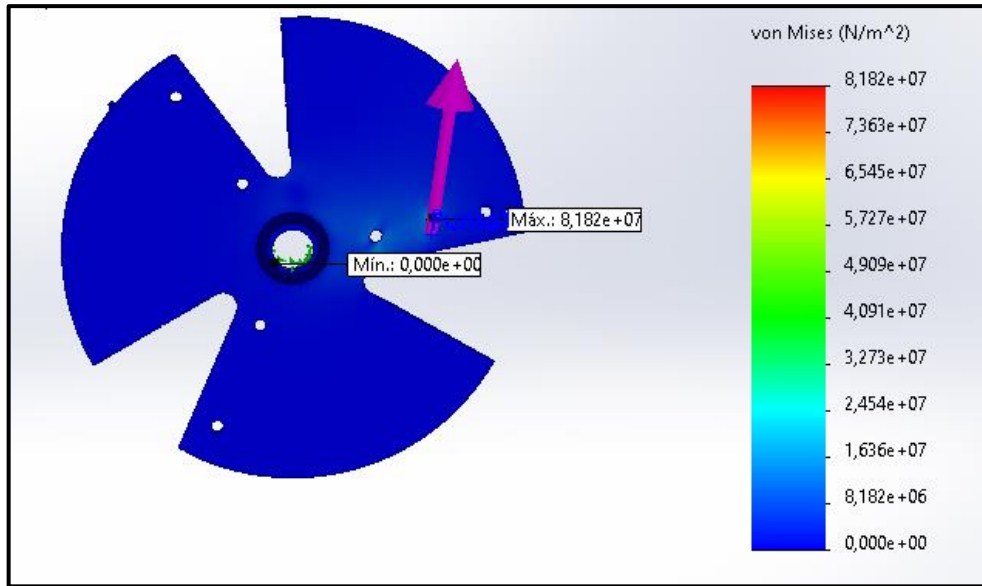
Por lo tanto:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adms}$$

Al igual que los otros componentes se realizó el método de elementos finitos de la soldadura en el software SolidWorks tal como se observa en la figura 62.

Figura 62

Método de elementos finitos en la soldadura utilizando el software SolidWorks



Fuente: *El autor*

6.15. Selección de pernos

Para la sujeción de las cuchillas en el disco se utilizará pernos avellanados **DIN-965** con un material **ISO 7046-2 acero inoxidable A2-70**, para que no obstruya el proceso de corte.

En el perno actúan dos fuerzas: fuerza normal (F_n) que actúa tensionando al perno y la fuerza tangencial (F_t) que corta el perno tal como se observa en la figura 63

El coeficiente de fricción (k) según (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 423) es de 0.2 sin que importe el tamaño de los pernos o si la rosca es fina o gruesa. La fuerza de precarga se calcula despejando la ecuación 17, donde el torque de apriete de una rosca métrica ISO de acero inoxidable para un diámetro nominal del perno M-8 es de 14.2 N*m. (Observar tabla 58 ubicada en el anexo 30)

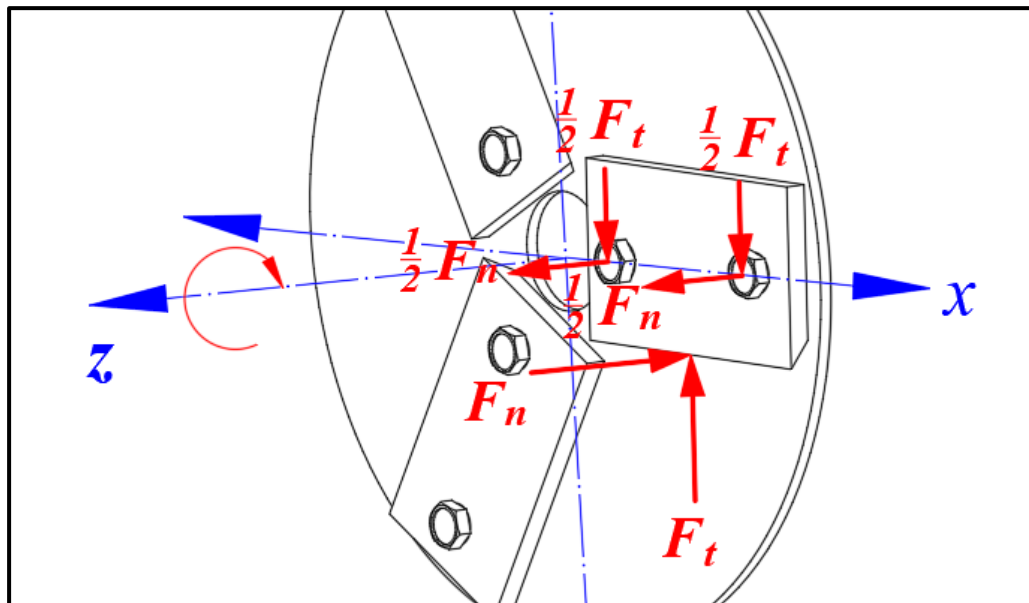
$$F_i = \frac{T}{d * k} = \frac{14.2 \text{ N} * \text{m}}{(0.008 \text{ m})(0.2)} = 8875 \text{ N}$$

La fuerza normal actúa axial al perno, es decir tensiona al perno y la carga resultante en el perno se calcula mediante la ecuación 10.

P representa la fuerza axial en el perno que es la mitad de la fuerza normal ($0.5F_n$) que actúa en la cuchilla, las fuerzas generadas al realizar el corte actúan en la mitad de la cuchilla y los pernos están distribuidos equidistantemente tal como se observa en la figura 63.

Figura 63

Fuerzas que actúan en los pernos

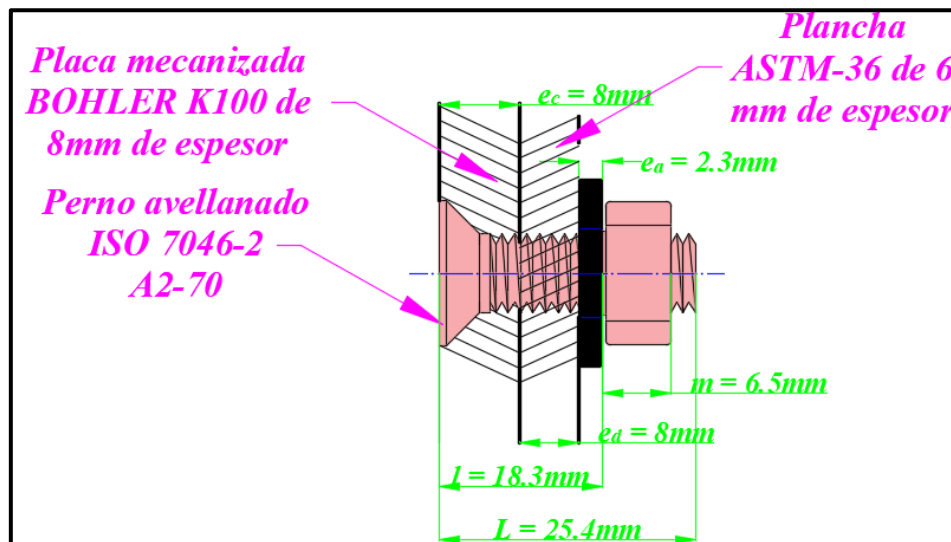


Fuente: El autor

En la figura 64 se presenta el perno avellanado que hace de sujeción a la cuchilla con el disco.

Figura 64

Geometría del perno avellanado



Fuente: El autor

De la ecuación 15 se tiene la longitud de la rosca del perno:

$$L_T = 2(8\text{ mm}) + 6\text{ mm} = 22\text{ mm}$$

La longitud total del perno (L) es la suma del espesor de la cuchilla (e_c) más el espesor del disco (e_d) datos obtenidos de la tabla 59 y tabla 49 ubicadas en el anexo 31 y el anexo 21 respectivamente, más el espesor de la arandela (e_a) se selecciona dependiendo del tamaño de la

tuerca tal como se observa en la tabla 60 ubicada en el anexo 32 y más el espesor de la tuerca (m) que es de 6.5 mm dato que se obtuvo de la tabla 61 ubicada en el anexo 33. La longitud total del perno es de 1 pulgada como se observa en la figura 64.

Reemplazando en la ecuación 14 se tiene la longitud sin rosca del perno:

$$l_d = 25.4 \text{ mm} - 22 \text{ mm} = 3.4 \text{ mm} = 0.0034 \text{ m}$$

Donde l es la suma del espesor del disco más el espesor de la cuchilla y más la suma del espesor de la arandela teniendo así un agarre (l) de 16.3 mm, reemplazando en la ecuación 16:

$$l_t = 18.3 \text{ mm} - 3.4 \text{ mm} = 12.9 \text{ mm} = 0.0149 \text{ m}$$

El área del perno está sometida a tensión (A_t), para una rosca métrica M8 de serie es para paso grueso es de 36.6 mm² equivalente a 3.66*10⁻⁵ m². (Observar la tabla 62 ubicada en el anexo 34)

El área transversal del perno es:

$$A_d = \frac{\pi * (8\text{mm})^2}{4} = 50.27\text{mm}^2 = 5.027 * 10^{-5}\text{m}^2$$

Reemplazando en la ecuación 12, el módulo de elasticidad del material del perno según la norma **ISO 7046-2** es de acero inoxidable, por lo tanto, es 190 GPa, (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 29).

$$k_b = \frac{(5.027 * 10^{-5} \text{ m}^2) * (3.66 * 10^{-5} \text{ m}^2) * (190 * 10^9 \text{ N/m}^2)}{(5.027 * 10^{-5} \text{ m}^2) * (0.0149 \text{ m}) + (3.66 * 10^{-5} \text{ m}^2)(0.0034 \text{ m})} = 400.22 \text{ MPa} * \text{m}$$

Reemplazando en la ecuación 13, donde el módulo de elasticidad de los materiales a unir, de la cuchilla y el disco como se observa en la figura 64 es de 210 GPa (observar la tabla 59 ubicada en el anexo 31) y de 200 GPa (observar tabla 49 ubicada en el anexo 21) respectivamente, por lo que se toma el valor promedio de 205 GPa.

$$k_m = \frac{(0.5774\pi)(205 * 10^9 \text{ N/m}^2)(0.008 \text{ m})}{2 \ln \left[5 * \frac{0.5774(0.0183 \text{ m}) + 0.5(0.008 \text{ m})}{0.5774(0.0183 \text{ m}) + 2.5(0.008 \text{ m})} \right]} = 1713.14 \text{ MPa} * \text{m}$$

Reemplazando en la ecuación 11 se tiene:

$$C = \frac{400.22}{400.22 + 1713.14} = 0.19$$

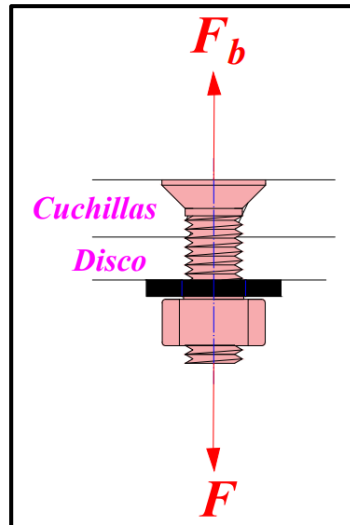
Utilizando la ecuación 10 se calcula la carga resultante en el perno:

$$F_b = CP + F_i = 0.19 * \left(\frac{1}{2} F_n \right) + F_i = (0.19)(0.5)(646.04 \text{ N}) + 8875 \text{ N} = 8936.37 \text{ N}$$

La carga en el perno (F_b) actúa de manera axial el cual genera un esfuerzo de tensión (σ_b) (Observar la figura 65 y se calcula utilizando la ecuación 7:

Figura 65

Esfuerzo de tensión en el perno



Fuente: *El autor*

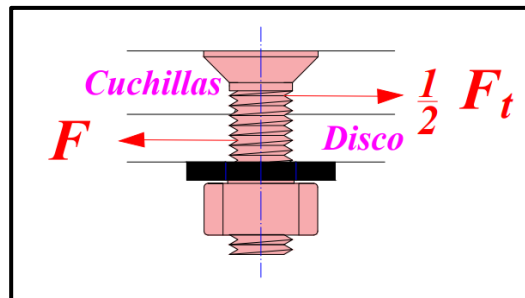
Remplazando se tiene:

$$\sigma_b = \frac{CP + F_i}{A_t} = \frac{8936.37 \text{ N}}{3.66 * 10^{-5} \text{ m}^2} = 244.16 \text{ MPa}$$

La fuerza tangencial (F_t) genera un esfuerzo de corte tal como se observa en la figura 66, utilizando la ecuación 8 se tiene:

Figura 66

Esfuerzo de corte en el perno



Fuente: *El autor*

$$\sigma_c = \frac{807.54 \text{ N}}{2 * (5.027 * 10^{-5} \text{ m}^2)} = 8.03 \text{ MPa}$$

Al tener esfuerzos combinados se aplica la ecuación 91:

$$\sigma_{com} = \sigma_b + \sigma_c = 244.16 \text{ MPa} + 8.03 \text{ MPa} = 252.19 \text{ MPa}$$

El esfuerzo calculado no debe superar al esfuerzo admisible, por lo que el perno tiene un esfuerzo a tracción mínima de 700 MPa (observar la tabla 63 ubicada en el anexo 35), utilizando la ecuación 6 se tiene:

$$\sigma_{adm} = \frac{700 \text{ MPa}}{1.95} = 359 \text{ MPa}$$

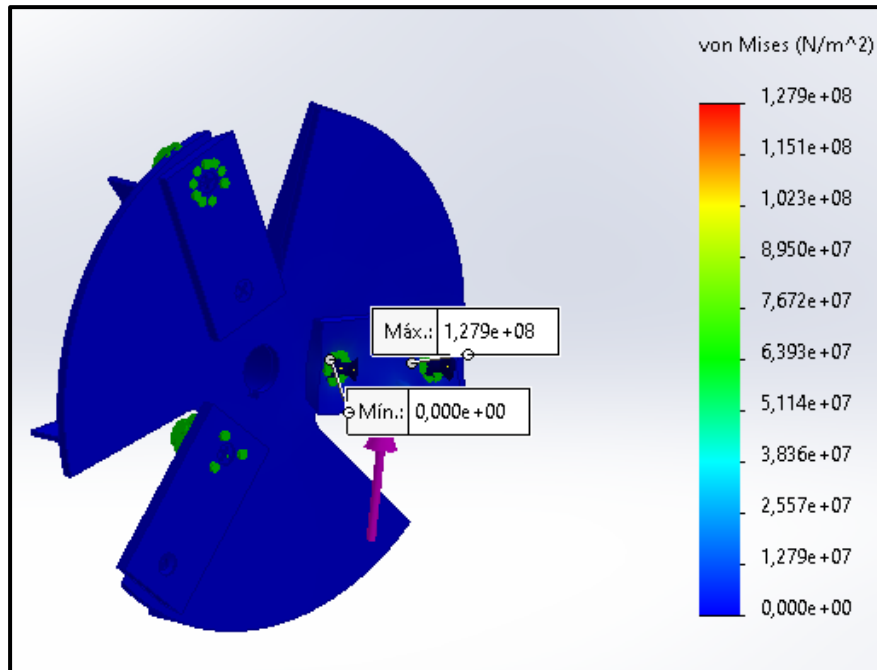
Por lo tanto:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adms}$$

Con la geometría establecida se realiza la respectiva simulación por el método de elementos finitos utilizando el software SolidWorks, donde se observa figura 67 en el que el esfuerzo máximo no supera el esfuerzo admisible.

Figura 67

Método de elementos finitos en los pernos utilizando el software SolidWorks



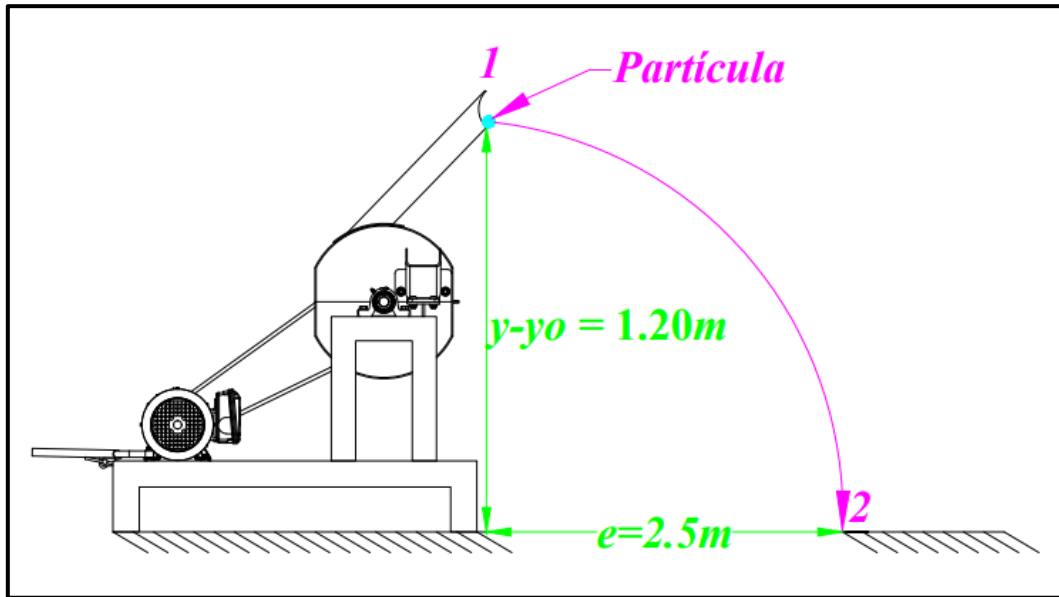
Fuente: *El autor*

6.16. Cálculo del ventilador

Se diseña una máquina con ventilador con la capacidad de expulsar el material picado sea caña o yerba a una distancia que no obstruya la manipulación de la máquina. La distancia se determina a través de un ensayo que se realizó (anexo 36) en base a máquinas picadoras con rotor soplador (álabes en el volante) y es de 2.5 m. La proyección del material de picado es de movimiento parabólico, tal como se observa en la figura 68.

Figura 68

Comportamiento del movimiento del material picado al ser expulsado



Fuente: *El autor*

En el estado 1 (salida del material picado del extractor) la velocidad de la componente y es 0, al llegar al suelo el material de picado la velocidad es generada por la gravedad, utilizando la ecuación 92 se tiene la velocidad en el estado 2 (al llegar al suelo), donde la gravedad es negativa (-9.81 m/s^2) y la altura a la salida del extractor del material es 1.20 m tal como se observa en la figura 68.

$$v_{y2} = \sqrt{2 \left(-9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (-1.2 \text{ m})} = 4.85 \text{ m/s}$$

De la velocidad producida por la aceleración (v_{y2}) se calcula el tiempo que se demora el material al caer al suelo, despejando de la ecuación 93 se tiene:

$$t = \frac{4.85 \text{ m/s}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 0.5 \text{ s}$$

La velocidad en la que sale el material tiene componente en la dirección horizontal (v_x) y es constante en todo el trayecto por lo que se calcula la velocidad:

$$v_x = \frac{e}{t} = \frac{2.5 \text{ m}}{0.5} = 5 \text{ m/s}$$

La velocidad calculada es la velocidad requerida a la salida del álabe ($v_x = c_{2u}$)

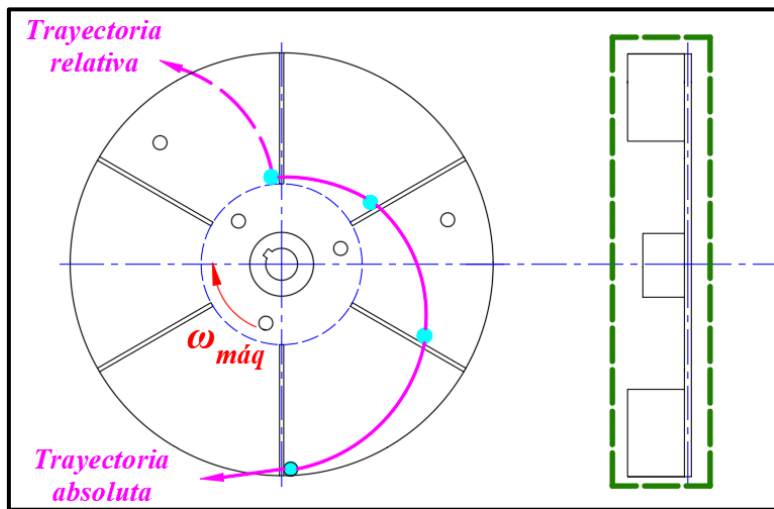
Existen tres tipos de ventiladores centrífugos, cada uno se caracteriza por su aplicación o uso, se propone un diseño donde las aletas del ventilador tengan un ángulo de ataque de 90° es decir que sean rectos, se los considera adecuados para un proceso donde intervienen partículas y por su configuración no las retienen. (Monroy Mantilla, 2022, pág. 49)

En el rodete del ventilador una partícula (material picado) tiene dos trayectorias:

trayectoria relativa y trayectoria absoluta. (Observar la figura 69)

Figura 69

Diseño y trayectoria de las partículas en el ventilador

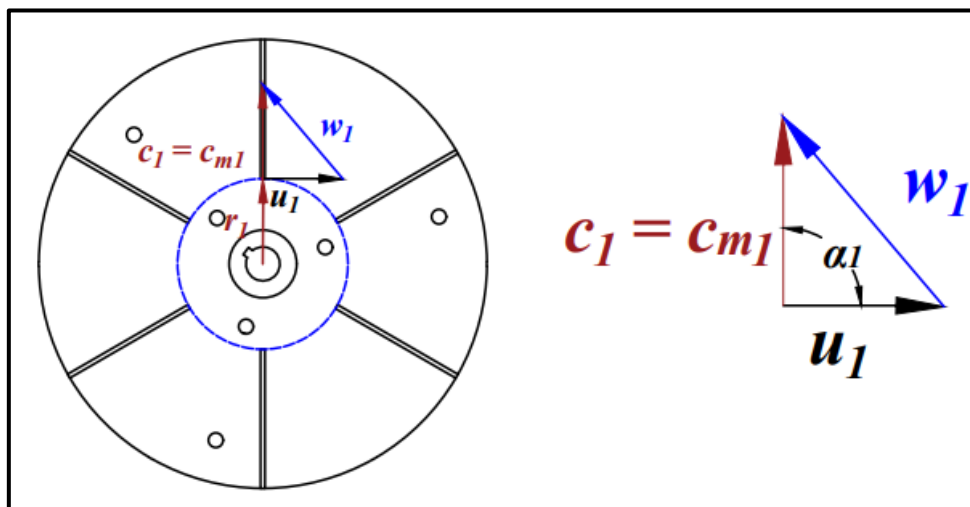


Fuente: *El autor*

Al tener álabes rectos ($\alpha_1 = 90^\circ$) el triángulo de velocidades de ingreso y salida se descompone en tres vectores. (Observar la figura 70 y la figura 71)

Figura 70

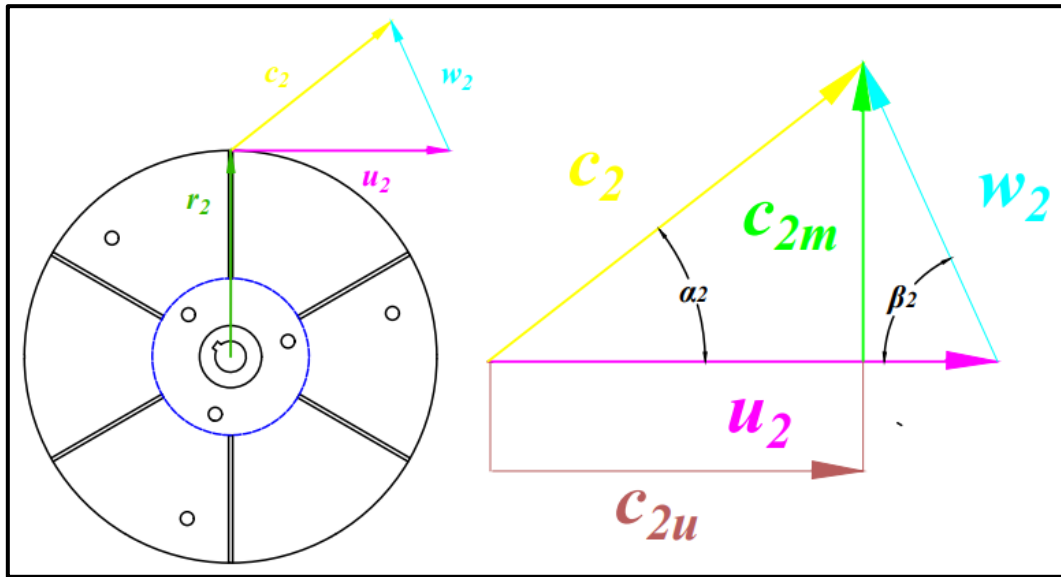
Triángulo de velocidades a la entrada del álabe



Fuente: *El autor*

Figura 71

Triángulo de velocidades a la salida del ventilador



Fuente: El autor

Se conoce el tiempo de recorrido de la cuchilla que es de 0.011 s, la longitud de corte es de 3 mm de la caña, la caña tiene una altura promedio de 2.41 m (dato obtenido de la tabla 29 ubicada en el anexo 1). El tiempo en cortar toda la caña es de 8.84 s.

El diámetro promedio de la caña es de 4.85 cm es decir 0.0485 m (dato obtenido de la tabla 29 en el anexo 1), El volumen de una caña que tiene forma cilíndrica se calcula:

$$V = \pi * r^2 * h = \pi * \left(\frac{0.0485 \text{ m}}{2}\right)^2 * (2.41 \text{ m}) = 4.45 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Donde la altura equivalente (H_u) se calcula utilizando la ecuación 76.

[$c_{1u} = c_1 * \cos(\alpha_1) = 0$] la ecuación se reduce:

$$H_u = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

u_2 es la velocidad tangencial a la salida del álabe, despejando de la ecuación 83 se tiene:

$$u_2 = \omega_{m\acute{a}q} * r_2 = \left(186.18 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) * (0.11623 \text{ m}) = 21.62 \text{ m/s}$$

Reemplazando:

$$H_u = \frac{(21.62 \text{ m/s})(5.56 \text{ m/s})}{(9.81 \text{ m/s}^2)} = 12.25 \text{ m}$$

La masa promedio de la caña (m) es de 2.68 kg, dato obtenido de la tabla 29 ubicada en el anexo 1, la potencia en el rodete según la ecuación 75 es:

$$P_u = Q \rho g H_u = \left(\frac{V}{t}\right) \left(\frac{m}{V}\right) (g) (H_u)$$

$$P_u = \left(\frac{4.45 * 10^{-3} m^3}{8.84s} \right) \left(\frac{2.68 kg}{4.45 * 10^{-3} m^3} \right) (9.81 m/s^2)(12.25 m) = 37.18 W$$

La potencia de accionamiento del ventilador se calcula mediante la ecuación 77. El rendimiento en un ventilador centrífugo con álabes radiales es del 60% (observar la tabla 64 ubicada en el anexo 37).

$$P_v = \frac{37.18 W}{0.6} = 62 W$$

La potencia de diseño (P_d) del motor es de 13.3 hp y se seleccionó un motor de 15 hp, por lo que el motor abastecerá para el funcionamiento del ventilador.

El material para los álabes es de la misma plancha para el disco **ASTM A36** de 3 mm de espesor. (Observar la tabla 49 ubicada en anexo 21)

6.16.1. Dimensionamiento básico del ventilador

Para el dimensionamiento del ventilador existen fórmulas que determinan la geometría. No existe una determinación teórica del número óptimo de álabes, este número generalmente se determina mediante experimentación, los álabes radiales se caracterizan por tener pocos álabes (Iñiguez Donoso , 2000, pág. 48), por lo que se establece 6 álabes rectos distribuidos uniformemente en el disco. (Observar la figura 72

El diámetro interior del rodete ($D_I = \phi_{irr}$) se la calcula despejando de la ecuación 78:

$$D_1 = \frac{D_2(Z - \pi)}{(\pi + Z)} = \frac{(332.46 mm)(6 - \pi)}{(6 + \pi)} = 104 mm$$

La altura del álabe (h_I) se la calcula mediante la ecuación 79.

$$h_1 = \frac{332.46 mm - 104 mm}{2} = 114 mm$$

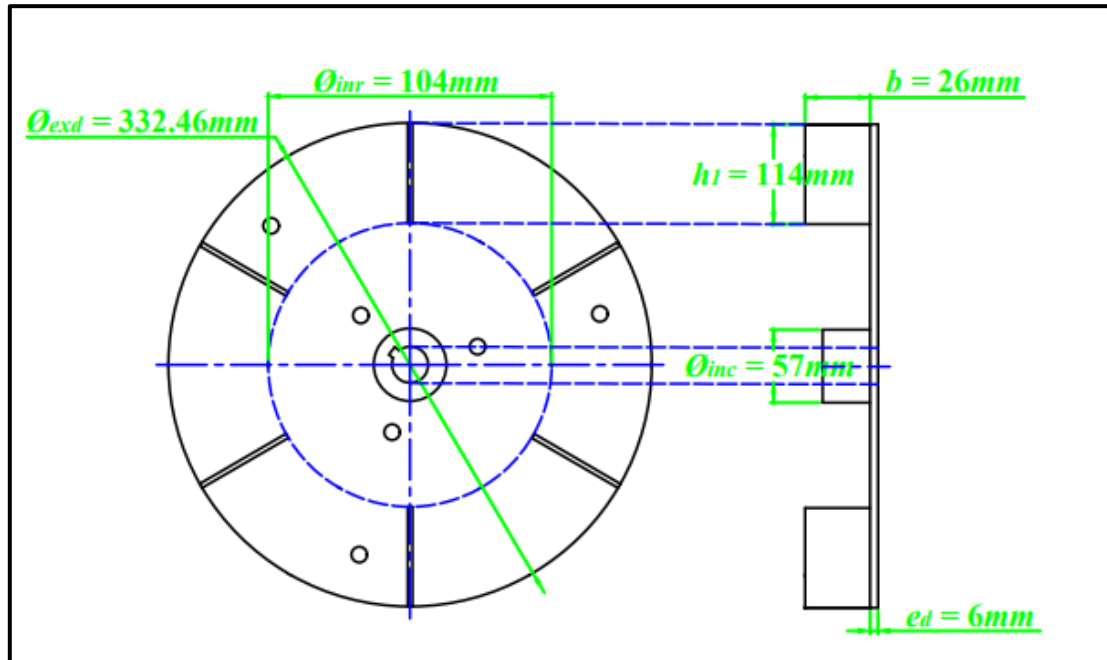
El ancho del álabe (b) se lo calcula mediante la ecuación 80.

$$b = \frac{104 mm}{4} = 26 mm$$

En la figura 72 se ilustra la distribución de las aspás del ventilador como las dimensiones calculadas.

Figura 72

Dimensionamiento del ventilador



Fuente: *El autor*

6.16.2. Cálculo de la capacidad de la máquina

Uno de los parámetros importantes de la máquina es determinar la cantidad o capacidad de producción en horas laborables, una vez obtenido el tiempo que se demora en cortar una caña que es de 8.84 segundos se calcula el número de cañas que logra cortar en una hora, se tiene:

$$\#cañas = \frac{1 \text{ caña}}{8.84 \text{ s}} * 3600 \text{ s} = 409 \text{ cañas}$$

El peso de cada caña es de 2.68 kg por lo que la capacidad de la máquina es de 1.1 ton/h.

6.17. Diagrama de control de protección del motor

Para el funcionamiento de la máquina es importante la protección eléctrica, por lo que se realiza los cálculos pertinentes para la selección de los componentes. Dado los datos del fabricante en la tabla 34 ubicada en el anexo 6, el motor tiene una potencia de 11 kW conectado a 220 V, el rendimiento del motor es del 88.5% y con un factor de la potencia del 0.95. La selección de los componentes se basa en la corriente nominal del motor y se calcula despejando la ecuación 94.

$$I = \frac{P}{V * F_p * \eta} = \frac{11000 \text{ W}}{(220 \text{ V}) * (0.885) * (0.95)} = 59.47 \text{ A}$$

Multiplicada por un factor de servicio de 1.15 (WEG, s.f.) dando un valor 68.4 A, es la

corriente que soportará los componentes del circuito de fuerza y control.

El calibre del conductor se selecciona a partir del amperaje calculado y tiene las siguientes características calibre **AWG 8** y el tipo de cable es **THHN** el cual es utilizado para circuitos de fuerza. (Observar la tabla 65 ubicada en el anexo 38)

En la tabla 21 se presenta los componentes que se utilizarán en los circuitos de fuerza y control.

Tabla 21

Componentes principales para los circuitos de fuerza y mando del motor monofásico

<i>Componente</i>	<i>Marca-código</i>	<i>Cantidad</i>	<i>I máxima (A)</i>	<i>Numero de polos</i>
Interruptor automático magnetotérmico (disyuntor/guardamotor)	SIEMENS 3RV2031-4KA10	1	70	3
Contactor Serie CL	SIEMENS 3RT2036-1AG20	1	70	3
Relés térmicos. Serie RT 1	SIEMENS 3RU2136-4KB0	1	73	3
Gabinete Metálico, con protección IP65	GSP 504030/C	1	-----	-----
Pulsador rasante NA, verde termoplástico	SIEMENS 3SU1150-0AB40-1BA0	1	----	1
Pulsador rasante NC, rojo termoplástico	SIEMENS 3SB3603-0AA21	1	----	1
Parada de emergencia, girar para desenclavar, rojo NC+NA	Schneider Electric	1	----	1
Lámpara piloto	Schneider	1	----	1

multitensión, verde	Electric			
Lámpara piloto multitensión, rojo	Schneider Electric	1	----	1

Fuente: *El autor*

Teniendo una corriente elevada se propone trabajar con un motor trifásico de la misma potencia el código del motor es **1LE0142-1CA86-4AA4-Z D80** marca SIEMENS. Los datos del motor se presentan en la figura 79 ubicada en el anexo 39.

De la ecuación 94 se tiene la corriente nominal:

$$I = \frac{11000 \text{ W}}{(\sqrt{3})(220 \text{ V}) * (0.88) * (0.875)} = 38 \text{ A}$$

De igual manera utilizando el factor de servicio de 1.15 (dato ubicado en la figura 79 ubicada en el anexo 39) se tiene una corriente para los componentes de 44 A. El tipo de arranque del motor es estrella – triángulo donde se utiliza varios contactores, en la tabla 22 se presenta todos los componentes a utilizar.

El calibre del conductor es **AWG 10** y el tipo de cable es **THHN**. (Observar la tabla 65 ubicada en el anexo 38)

Tabla 22

Componentes principales para los circuitos de fuerza y mando del motor trifásico

<i>Componente</i>	<i>Marca-código</i>	<i>Cantidad</i>	<i>I máxima (A)</i>	<i>Numero de polos</i>
Interruptor automático magnetotérmico (disyuntor/guardamotor)	SIEMENS 3RV2031-4VA10	1	45	3
Contactor Serie CL	SIEMENS 3RT2027-1AG20	1	50	3
Relés térmicos. Serie RT 1	SIEMENS 3RU2136-4GB0	1	45	3
Gabinete Metálico, con protección IP65	GSP 504030/C	1	-----	-----

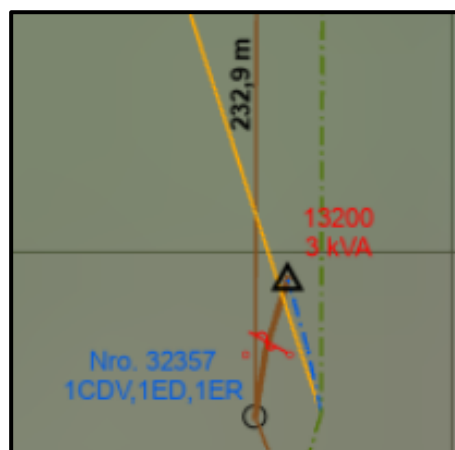
	SIEMENS			
Pulsador rasante NA, verde termoplástico	3SU1150- 0AB40- 1BA0	1	----	1
	SIEMENS			
Pulsador rasante NC, rojo termoplástico	3SB3603- 0AA21	1	----	1
	Schneider Electric	1	----	1
Parada de emergencia, girar para desenclavar, rojo NC+NA				
Lámpara piloto multitensión, verde	Schneider Electric	1	----	1
	Schneider Electric	1	----	1
Lámpara piloto multitensión, rojo				

Fuente: *El autor*

Al tener dos propuestas de la construcción de la máquina las cuales son, con motor monofásico y trifásico se realiza la elección más viable. La localidad cuenta con una alimentación monofásica de 240 V y es alimentado de un transformador monofásico con una potencia de 3 kVA tal como se observa en la figura 73 y la figura 74.

Figura 73

Denominación del transformador ubicado en la localidad



Fuente: "EMPRESA ELÉCTRICA REGIONAL DEL SUR, *Geoportal Técnico*"; (EMPRESA ELÉCTRICA REGIONAL DEL SUR, 2023)

Figura 74

Datos técnicos del transformador ubicado en la localidad

Transformador Distribucion:13200	
Alimentador	LOS ENCUENTROS
Provincia	ZAMORA CHINCHIPE
Canton	YANTZAZA
Parroquia	YANTZAZA (YANZATZA), CABECERA CANTONAL
Tipo	Transformador Monofásico en Poste
Fase Conexión	B
Voltaje	12.70 kV
Resistencia Tierra	
Proteccion AT	Si
Potencia (kva)	3,00
Configuración BT	Linea Monofasica
Proteccion BT	P20
No.Transf.	13200
Propiedad	EERSSA
CIRCUITSOURCEGUID	{BA1FE267-AF62-4E92-9C74-A7520FB62F8E}
Conf. Lado Media	Linea Monofasica
Voltaje Secundario	240 V
Tipo	Distribución

Fuente: “EMPRESA ELÉCTRICA REGIONAL DEL SUR, *Geoportal Técnico*”; (EMPRESA ELÉCTRICA REGIONAL DEL SUR , 2023)

Al tener una potencia inferior a la establecida del motor y una alimentación monofásica se debe realizar la instalación de un transformador monofásico de 15 kVA.

6.18. Costo de la máquina

Para determinar el costo de la construcción de la máquina se realizó consultas en: ferreterías, páginas web y talleres industriales, todos los productos normalizados y el costo de mano de obra se consultó a nivel local o del país. Los costos se dividieron en dos grupos:

- Costos directos
- Costos indirectos

6.18.1. Costos directos

Los costos directos hacen referencia a todos los productos normalizados y el costo de la mano de obra, los costos de productos normalizados se los dividió en dos grupos: costo de materiales y costo de materiales normalizados.

6.18.1.1. Costo de materiales.

Los costos de materiales se toman en cuenta los productos normalizados no completos, es decir

partes del material como retazos de plancha, eje, entre otros, además se incluye el costo de fabricación de las poleas tal como se describe en la tabla 23.

Tabla 23

Costo de materiales

ITEM	MATERIAL	CANTIDAD	VALOR	PRECIO
			UNITARIO (\$)	TOTAL (\$)
1	Polea de fundición de 3 canales tipo A de 200 mm	1	100	100
2	Polea de fundición de 3 canales tipo A de 100 mm	1	80	80
3	Acero de transmisión SAE 1018 de Ø32 x 255mm	1	15	15
4	ASTM A-36 plancha retazo (350 x 350 x 6)mm	1	15	15
5	ASTM A-36 plancha retazo (1220 x 2440 x 3)mm	1	100	100
6	Barra perforada EN 10294-1 Ø(60 x 35) x 50mm	1	5	5
7	Tol galvanizado plancha retazo (300 x 200 x 0,9)mm	1	10	10
8	Ángulo de (65 x 65 x6)mm x 6m	1	50	50
9	Placa DIN 59350(BOHLER K100) (500 x 60 x 8)mm	1	30	30
			TOTAL (\$)	405

Fuente: El autor

6.18.1.2. Costo de materiales normalizados.

Trata de los materiales que vienen bajo estándares normalizados para la construcción de la máquina. Se realiza dos tablas describiendo el costo de los materiales para la construcción de la máquina con motor monofásico (tabla 24) y con motor trifásico (tabla 25)

Tabla 24

Costo de materiales normalizados para la construcción de la máquina con motor monofásico

ITEM	MATERIAL	CANTIDAD	VALOR	PRECIO
			UNITARIO (\$)	TOTAL (\$)
1	Motor monofásico de 15 hp a 220 V	1	1613	1613
2	Guardamotor	1	271	271
3	Contactador	1	165	165
4	Relé térmico	1	140	140
5	Gabinete Metálico	1	60	60
6	Pulsador NA, verde termoplástico	1	13	13
7	Pulsador e NC, rojo termoplástico	1	30	30

8	Parada de emergencia	1	47	47
9	Lampara piloto multitensión, verde	1	14	14
10	Lampara piloto multitensión, rojo	1	5	5
11	Cable AWG 8	20 m	1	20
12	Banda trapezoidal tipo A-63	3	11	33
13	Chumacera de pared Ø25mm	2	40	80
14	Perno M10 x 1.5 x 45mm	8	0,4	3.2
15	Tuerca hexagonal M10 x 1.5mm	8	0,2	1.6
16	Arandela plana M10	8	0,1	0.8
17	Perno avellanado M8 de acero inoxidable de 25,4mm	6	0,75	4.5
18	Arandela plana M8	6	0,2	1.2
19	Tuerca M8	6	0,35	2.1
20	Perno hexagonal M8 x 1.5 x 25,4mm	1	0,2	0.2
21	Tuerca hexagonal M8 x 1.5mm	1	0,1	0.1
			TOTAL (\$)	2504.7

Fuente: *El autor*

Tabla 25

Costo de materiales normalizados para la construcción de la máquina con motor trifásico

ITEM	MATERIAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
1	Motor trifásico de 15 hp a 220 V	1	1125	1125
2	Guardamotor	1	216	216
3	Contactador	3	109	327
4	Relé térmico	1	117	117
5	Gabinete Metálico	1	60	60
6	Pulsador NA, verde termoplástico	1	13	13
7	Pulsador e NC, rojo termoplástico	1	30	30
8	Parada de emergencia	1	47	47
9	Lampara piloto multitensión, verde	1	14	14
10	Lampara piloto multitensión, rojo	1	5	5
11	Cable AWG 10	20 m	0.8	16
12	Banda trapezoidal tipo A-63	3	11	33

13	Chumacera de pared Ø25mm	2	40	80
14	Perno M10 x 1.5 x 45mm	8	0.4	3.2
15	Tuerca hexagonal M10 x 1.5mm	8	0.2	1.6
16	Arandela plana M10	8	0,1	0.8
17	Perno avellanado M8 de acero inoxidable de 25,4mm	6	0.75	4.5
18	Arandela plana M8	6	0.2	1.2
19	Tuerca M8	6	0.35	2.1
20	Perno hexagonal M8 x 1.5 x 25,4mm	1	0.2	0.2
21	Tuerca hexagonal M8 x 1.5mm	1	0.1	0.1
			TOTAL (\$)	2096.7

Fuente: *El autor*

6.18.1.3. Costo de mano de obra

Para el costo de mano de obra se realizó una entrevista al dueño de un taller industrial para determinar el costo de las actividades a realizar (mano de obra) y la respectiva construcción de la máquina, todos los detalles están descritos en el anexo 40.

En la tabla 26 se presenta el costo respectivo de la mano de obra, describiendo las diferentes actividades que se tienen que realizar para la construcción de la máquina.

Tabla 26

Costo de mano de obra

ITEM	HERRAMIENTA	ACTIVIDAD	PRECIO (\$)
1	Torno	Mecanizado del eje	25
		Rectificación del disco	15
		Mecanizado del cubo	15
2	Fresadora	Chavetero cubo-eje	15
		Chavetero polea-eje	10
3	Soldadora	Soldadura de la estructura	80
		Soldadura del disco- cubo-álabes	200
		Soldadura de la camisa	35
4	-	Instalación del mecanismo templador	200
5	-	Ensamble de la máquina	400
TOTAL (\$)			995

Fuente: *El autor*

6.18.2. Costos indirectos

En los costos indirectos se toma en cuenta lo siguiente: costos adicionales y el costo por el diseño de la máquina.

6.18.2.1. Costos adicionales.

Los costos adicionales son los que no se tomaron en cuenta en la construcción de la máquina como el transporte y entre otros. Se toma como valor el 5% del costo de la máquina.

6.18.2.2. Costo de diseño.

Para determinar el costo de diseño de la máquina se tomó en cuenta los siguientes parámetros: grado de complejidad de los cálculos, tiempo del desarrollo del proyecto y planos técnicos de construcción. Estableciendo un 25% del costo de la máquina.

6.18.3. Costo total de la máquina

En el costo total de la máquina se toma en consideración todos los valores establecidos anteriormente, se determina el valor de la máquina utilizando el motor monofásico (tabla 27) y el motor trifásico (tabla 28) para la construcción de la maquina utilizando el motor trifásico no se toma en cuenta el costo del templador.

Tabla 27

Costo total de la máquina utilizando un motor monofásico

<i>Costos directos</i>	
Materia prima	\$ 405
Costos de materiales normalizados	\$ 2.505
Mano de obra	\$ 995
<i>Costo de la máquina</i>	\$ 3.905
<i>Costos indirectos</i>	
Costos adicionales	\$ 195
Costos de diseño	\$ 976
<i>Precio total de la máquina</i>	\$ 5.076

Fuente: *El autor*

Tabla 28*Costo total de la máquina utilizando un motor trifásico*

<i>Costos directos</i>	
Materia prima	\$ 405
Costos de materiales normalizados	\$ 2.097
Mano de obra	\$ 795
<i>Costo de la máquina</i>	\$ 3.297
<i>Costos indirectos</i>	
Costos adicionales	\$ 165
Costos de diseño	\$ 824
<i>Precio total de la máquina</i>	\$ 4.286

Fuente: *El autor*

Se realizó la valoración económica tanto para la construcción de la máquina con motor trifásico y monofásico, adicional se debe considerar el costo de la instalación del transformador monofásico que aproximadamente está a un costo de los 5000 \$ en el sector.

7. Discusión

De acuerdo con la información bibliográfica encontrada de los diferentes tipos de máquinas picadoras de forraje, se estableció tres alternativas de diseño que cumplan con el ciclo de operación para el proceso de picado. Cada alternativa de diseño comprende los siguientes sistemas: sistema de alimentación, sistema de transmisión, sistema de corte y de expulsión tal como se observa en la tabla 12. Mediante el método de criterios ponderados se seleccionó la alternativa con las siguientes características: la alimentación del material es de manera manual, el sistema de corte está conformado por un disco que actúa como volante de inercia y 3 cuchillas que están colocadas radialmente y equidistantemente, el sistema de transmisión es mediante correas trapeciales y la expulsión del material se realiza por medio de álabes rectos colocados en el disco que hacen la función de un ventilador, similar a los diseños propuestos por y (Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011).

A través de una investigación experimental realizada que se expone en un artículo científico (Toro Betancur, Álvarez Mejía, Cortés Marín , & González Sánchez, 2008, pág. 4716), se logra determinar la energía necesaria para el corte de la caña de azúcar, información necesaria que permitió el cálculo de los parámetros de operación (potencia, velocidad angular, cálculo y selección de los componentes).

Para el cálculo de la velocidad angular en el eje de la máquina, algunos autores proponen metodologías diferentes, (Guijarro Paguay & Paguay Ocaña , 2011, pág. 57) relaciona el tiempo que demora recorrer la cuchilla en cada sección de corte (120°) con la velocidad de alimentación del producto (caña) obteniendo así una velocidad de 1700 rpm; (Nogales Villamarín & Andrade Tejada , 2017, pág. 17) a través de selección de alternativas propone una velocidad de 1300 rpm, a diferencia de este proyecto que a partir de la energía de corte de la caña se determinó la velocidad tangencial de la cuchillas y con el radio de giro de la cuchilla se obtuvo una velocidad de 1777.89 rpm (observar sección **6.3**)

La obtención de la potencia para picar la caña, no es un dato fácil de determinar, ni existe una expresión matemática que permita calcular este parámetro, basándose en el diseño de (Nogales Villamarín & Andrade Tejada , 2017, pág. 60) primeramente realizó un ensayo determinando la resistencia al corte del bagazo de la caña, con el que calcula la fuerza de corte y con el radio de corte de la cuchilla obtuvo el torque necesario y con la velocidad angular determinó una potencia de 4.5 hp. En la presente investigación se optó por realizar un análisis de la energía que requiere la máquina y el comportamiento en cada periodo (es decir en cada corte) tal como se observa en la figura 24 donde se concluyó que la máquina para su

funcionamiento requiere una potencia de 10.2 hp que es dos veces mayor a la del bagazo, que es un valor razonable ya que la caña tiene un mayor requerimiento energético por su dureza.

En la fase de diseño mecánico se aplicó una metodología de fundamentos teóricos que permitió el cálculo y dimensionamiento de los siguientes componentes: eje, disco, cubo, pernos de sujeción, ventilador radial, chavetas, entre otros. Además, se realizó la selección de rodamientos y el sistema de transmisión por correas trapezoidales.

Para el diseño del ventilador primeramente se realizó una investigación experimental (observar Anexo 36) la cual permitió determinar la distancia que alcanza la expulsión del material picado utilizando una máquina picadora de características similares y con ayuda de las ecuaciones de cinemática se calculó la velocidad de salida del material, posteriormente se aplicó las ecuaciones propuestas por (Mataix, 2006) donde se obtuvo una potencia de 62 W que es un valor teórico bajo, pero en comparación de otra investigación como la realizada por (Pinta Bustamante, 2020, pág. 116) donde obtiene un valor de 23 W evidenciando que al igual es un valor bajo de la potencia, se concluye que valor calculado es el correcto.

Para el diseño del sistema eléctrico se estableció dos propuestas, con motor monofásico y motor trifásico, esto debido a que la corriente nominal del motor monofásico era demasiado elevada (68.4 A) en comparación al motor trifásico (34 A). Así mismo se procedió a la selección de los componentes de protección eléctrica como: guardamotor, contactores, relés térmicos, pulsadores, temporizadores, entre otros (observar la tabla 21 y la tabla 22). Seguidamente, se realizó un análisis económico del costo de la construcción de la máquina tanto para motor monofásico como para motor trifásico donde requiere una inversión de \$ 5076 y \$ 4286 respectivamente, concluyendo que una implementación con motor trifásico es más favorable. El costo de otros diseños como (Nogales Villamarín & Andrade Tejada, 2017, pág. 53) y (Guijarro Paguay & Paguay Ocaña, 2011, pág. 95) es de \$ 1323.06 y \$ 1500 respectivamente, que es tres veces mayor al diseño propuesto, esto debido a que el requerimiento de los componentes como el motor es menor para picar bagazo en el caso de (Guijarro Paguay & Paguay Ocaña, 2011) y para el caso de (Nogales Villamarín & Andrade Tejada, 2017) que estableció un motor de 3 hp para cortar la caña por lo que se determina que puede ser un diseño ineficaz. Además, que no consideran los componentes eléctricos para la valoración económica.

Una de las ventajas del diseño propuesto con respecto a las máquinas de forraje comerciales en el sector como es en la marca JF (Máquinas Agrícolas) y Casamoto (Agrícola) es que cuenta con la protección eléctrica del motor y el costo de dichos componentes está tomado en cuenta en el costo de fabricación de la máquina. Una de las desventajas es que la

estructura de dichos componentes es fija (no desarmables) como es el sistema de envoltura. Uno de los parámetros que se podría mejorar es colocar un sistema que regule la alimentación (introducción de la caña) para la capacidad de corte de la máquina.

Finalmente, haciendo el uso del software de diseño asistido por computador (SolidWorks) se realizó un modelo de construcción que está compuesto por los componentes calculados y seleccionados, además de contar con una estructura y envoltura de acero para el funcionamiento de la máquina. Adicionalmente se realizó los planos técnicos mediante el software AutoCAD que ayudarán para la respectiva construcción.

8. Conclusiones

- De acuerdo con el primer objetivo planteado, se realizó el cálculo y análisis de los principales componentes de la máquina picadora que permiten comprender su funcionamiento, la máquina consta de un motor bipolar de 15 hp monofásico eléctrico el cual tiene una capacidad de 1.1 ton/h, con un sistema de transmisión mediante correas trapeciales, con una instalación para reducción de velocidad, su sistema de corte consta de 3 cuchillas colocadas equidistantemente el disco que actúa como volante además consta de 6 álabes rectos que expulsa el material picado.
- Mediante el cálculo y dimensionamiento de los componentes se realizó los planos técnicos y a través de ello se implementó un modelo de construcción utilizando el software de diseño asistido por computador SolidWork, que permitió optimizar el uso de materiales.
- Con relación al tercer objetivo, se realizó el análisis económico para la construcción que ayudó a determinar la viabilidad de la inversión, se determinó los costos directos e indirectos de las dos propuestas de diseño: utilizando motor monofásico y trifásico de 15 hp, se obtuvo un precio de \$ 5076 y \$ 4286 respectivamente.

9. Recomendaciones

- Al haber culminado el proyecto de investigación se recomienda, realizar investigaciones experimentales sobre la energía de corte de la caña de azúcar así como de pastos para alimentación de ganado.
- Realizar un análisis del transporte neumático del producto picado para verificar la potencia calculada, que al parecer en el presente estudio es relativamente baja.
- En cuanto al sistema de corte, se recomienda, realizar ensayos para determinar la influencia de la longitud de la cuchilla para el corte, de igual manera mediante pruebas de funcionamiento, la incidencia del ángulo de corte.
- En los que refiere al costo de inversión, mediante las recomendaciones establecidas reducir el costo de adquisición para que sea de mejor manera accesible al ganadero.

10. Bibliografía

- **Beer , F. P., Johnston Jr., R. E., & Mazurek , D. F.** (2010). *Mecánica de materiales*. México : Mc Graw Hill.
- **Beer, F. P., Johnston Jr., E. R., & Eisenberg, E. R.** (2007). *Mecánica vectorial para ingenieros* . México.
- **BOHLER.** (s.f.). Aceros planos mecanizados de precisión, placas mecanizadas de precisión, bloques de electroerosión de hilo redondos de precisión, barras mecanizadas estándar.
- **Bohman, I.** (s.f.). Aceros.
- **Budynas, R. G., & Nisbett, J. K.** (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México : Mc Graw Hill.
- **Chicaiza Songor , O. V.** (19 de marzo de 2015). Diseño y simulación de una máquina trituradora para el reciclaje de botellas de vidrio . Loja, Loja , Ecuador .
- **DIPAC PRODUCTOS DE ACERO.** (s.f.). Obtenido de <https://dipacmanta.com/?s=EN+10294-1+>
- **Domínguez , M. J.** (24 de Marzo de 2018). *El Maquinante* . Obtenido de <https://elmaquinante.blogspot.com/2018/03/chavetas-y-pasadores.html>
- **DUNLOP** correas de transmisión industrial. (2019).
- **EMPRESA ELÉCTRICA REGIONAL DEL SUR** . (2023). Obtenido de Geoportal Técnico : <https://portalserver.eerssa.gob.ec/arcgis/apps/webappviewer/index.html?id=8da9c17e889347eca322c322b995bc82>
- **Faires , V. M.** (1971). *Diseño de elementos de máquinas*. España.
- **Freedman , R. A., & Young , H. D.** (2013). *Física Universitaria*. México: Pearson.
- **Guijarro Paguay , G. I., & Paguay Ocaña , H. X.** (2 de Enero de 2011). Diseño y construcción de una máquina picadora de bagazo de caña de azúcar . Riobamba , Ecuador .
- **Hamrock, B. J., Jaconson, B. O., & Schmid, S. R.** (2003). *Elementos de máquinas* . México: Mc Graw Hill.
- **Hibbeler, R. C.** (2004). *Mecánica vectorial para Ingenieros*. México: Pearson.
- **Iñiguez Donoso , J. A.** (2000). Cálculo y diseño de ventiladores centrífugos para un sistema de enfriamiento por evaporación . Ecuador.

- **Julián Rodríguez Fernández, L. M.** (2014). *Automatismos Industriales*. Madrid: Gráficas Eujoa, S.A. Meres-Siero (Asturias) .
- **Kent.** (s.f.). *Mechanical Engineers Handbook*.
- **Larburu, N.** (s.f.). *Máquinas Prontuario (técnicas, máquinas herramientas)*. Paraninfo.
- *Manual de diseño de procesos: Ventiladores* . (2002).
- **Mataix, C.** (2006). *Fluidos y máquinas hidráulicas*. México.
- **Monroy Mantilla, A. N.** (19 de Enero de 2022). Desarrollo de un algoritmo matemático para el diseño de ventiladores con álabes inclinados hacia atrás que incluya el efecto de erosión . Ecuador .
- **Montoya Chunchu , C. C.** (13 de Marzo de 2020). Cálculo y diseño de un modelo de molino de martillos para granos secos. Loja , Loja , Ecuador .
- **Mott, R. L.** (2006). *Mecánica de fluidos* . México: Prentice Hall.
- **Mott, Robert L.** (2009). *Resistencia de Materiales*. México: PEARSON.
- **MultiAceros.** (s.f.). Catálogo de productos y servicios.
- **Nogales Villamarín , J. W., & Andrade Tejada , J. I.** (2017). Diseño y construcción de una máquina picadora de hierba y caña para alimentar el ganado vacuno en el sector el Porvenir perteneciente a la parroquia Gualea .
- **Norton , R. L.** (2011). *Diseño de máquinas*. México : Pearson .
- OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales . (octubre de 2006).
- **PDVSA.** (2006). Manual de diseño de procesos: Ventiladores.
- *Pesos específicos del acero.* (s.f.). Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutoriales/pesos.html>
- **Pinta Bustamante , V. A.** (10 de Marzo de 2020). Cálculo y diseño de una máquina desgranadora de maíz para la zona suroccidental de la provincia de Loja . Loja , Loja , Ecuador .
- **Pretel Alcántara, Y. M.** (2019). Diseño de un ventilador centrífugo para secado de pallets de plástico reciclado en la empresa "Consorcio Reciclador del Norte SAC". Trujillo , Perú.
- **Pytel, A., & Singer , F. L.** (2008). *Resistencia de materiales* . México.
- **Riba Romeva , C.** (2002). *Diseño concurrente* . Barcelona : EDICIONS UPC.
- **Rodamientos FAG.** (1999).
- **SKF Rodamientos** . (2019).

- **Soto Pedraza, P. J.** (2020). Manifestación de la Energía Cinética y Potencia. *Vida Científica Boletín Científico de la Escuela Preparatoria No. 4*, 43-44.
- **Spiegel, M. R.** (1980). *Manual de fórmulas y tablas matemáticas* . México: McGraw-Hill.
- **Toro Betancur, T., Álvarez Mejía, Á., Cortés Marín , E. A., & González Sánchez, H. A.** (2008). Correlación entre propiedades anatómicas, resistencia a flexión estática y energía requerida para el corte de la caña de azucar .
- **Ulrich , K. T., & Eppinger , S. D.** (2012). *Diseño y desarrollo de productos*. México: McGrawHill.
- **Valdés Hernadéz , P. A., Rodríguez Martínez , A., & Orozco Valencia , Y.** (30 de Enero de 2012). Validación del modelo de cálculo por las picadoras de forraje de tipo tambor con alimentación manual .
- **WEG.** (s.f.). Obtenido de <https://www.weg.net/catalog/weg/BR/es/Motores-El%C3%A9ctricos/Monof%C3%A1sico/Usos-Generales/W22-%28IP55%29/W22-15-cv-2P-132M-L-1F-220-440-V-60-Hz-IC411---TFVE---B3D/p/13311961>
- **WEG.** (2020). Obtenido de <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h35/h2b/WEG-w22-motor-electrico-monofasico-50070884-brochure-spanish-web.pdf>

11. Anexos

Anexo 1 : Ensayo para determinar las propiedades físicas de la caña

PROPIEDADES FÍSICAS DE LA CAÑA

Introducción:

Se realizó esta actividad con el fin de determinar algunas propiedades de la caña como: peso, altura, y diámetro de la caña

Objetivo:

- Obtener datos de las propiedades de la caña como son: peso, altura, diámetro y área

Materiales:

- 10 cañas.
- Machete
- Libreta de apuntes
- Calculadora
- 1 romana
- Cinta adhesiva
- Cinta métrica
- Calibrador
- Saquillo

Procedimiento:

- Con ayuda del machete se procedió a cortar 10 muestras de caña dejando únicamente el tallo.
- Con la cinta métrica se procedió a medir la altura de cada muestra.
- Con el calibrador se tomó la medición del diámetro de cada caña.
- Con el machete se cortó en trozos pequeños cada muestra y se colocó en el saquillo para medir el peso con la romana.
- Se tabuló los datos obtenidos promediando el peso, altura y diámetro.

Gráficas:

Figura 75

Actividad para obtener las propiedades de la caña



Fuente: El autor

Datos obtenidos:

Tabla 29

Tabla resumen de las propiedades de la caña

Muestras	Peso (Kg)	Altura (m)	Diámetro (cm)
1	2,04	2,59	4
2	2,04	2,3	4,5
3	2,15	2,26	5,4
4	2,95	2,32	6,4
5	3,40	2,4	4,3
6	3,40	2,96	5,4
7	2,95	2,24	4,6
8	1,93	1,94	4,2
9	3,06	2,8	4,8
10	2,83	2,26	4,9
Promedio	2,68	2,41	4,85

Fuente: El autor

Resultados:

Se tiene valores promedios de las propiedades físicas de la caña como: peso de 2.68kg, altura 2.41 m y un diámetro de 4.85cm.

Conclusiones:

- Mediante el ensayo se determinó propiedades físicas de la caña, datos utilizados para la elaboración del proyecto de tesis.

Anexo 2 : Energía de corte de la caña

Tabla 30

Energía necesaria para cortar la caña

Lugar de corte	Energía total de corte (kgf-m)		Energía específica al corte (kgf-m cm-2)	
	Ángulo de corte 20°	Ángulo de corte 25°	Ángulo de corte 20°	Ángulo de corte 25°
Entrenudo	8,52	7,73	0,91	1,15
Nudo	7,47	7,73	0,71	1

Fuente: “Correlación entre propiedades anatómicas, resistencia a flexión estática y energía requerida para el corte de la caña de azúcar”; Hugo Alberto González Sánchez, Alejandro Toro Betancur2, Fernando Álvarez Mejía, Elkin Alonso Cortés Marín; 2008; pág.4716

Anexo 3 : Investigación para determinar la geometría de las cuchillas

DATOS GEOMÉTRICOS DE LAS CUCHILLAS

Introducción:

Se realizó una investigación cuyo fin es conocer las medidas geométricas de las cuchillas, dicha actividad se efectuó a 2 máquinas picadoras de forraje fabricadas

Objetivo:

- Calcular los valores geométricos de la cuchilla como: radio de giro (R_g) y ángulo de corte

Materiales:

- Máquinas picadoras de forraje
- Flexómetro
- Libreta de apuntes
- Calculadora
- Calibrador
- Escuadra

Procedimiento:

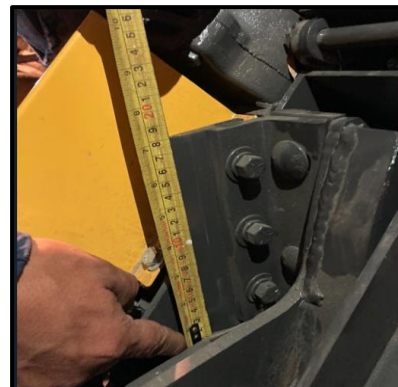
- Con ayuda del calibrador se procedió a medir el eje de la maquina
- Con el flexómetro se tomó la distancia desde la mitad de la cuchilla a diámetro exterior del eje.

- Con ayuda del flexómetro o escuadra se tomaron las medidas respectivas para calcular el ángulo de corte de la cuchilla.
- Tabuló los datos obtenidos.

Gráficas:

Figura 76

Medición de la geometría de las cuchillas de la máquinas picadoras



a) Máquina 1

a) Máquina 2

Fuente: *El autor*

Datos obtenidos:

Tabla 31

Tabla resumen de las propiedades de la caña

<i>Dato</i>	<i>Máquina 1</i>	<i>Máquina 2</i>
<i>Radio de giro</i>	120 mm	33.69°
<i>Ángulo de corte</i>	87 mm	43.63°
<i>Promedio</i>	103.5 mm	38.66°

Fuente: *El autor*

Resultados:

Se tiene valores promedios de la geometría de las cuchillas como es radios de giro de 103.5mm con ángulo de corte de 38.66°.

Conclusiones:

- Mediante el ensayo se determinó la distancia de ubicación de las cuchillas con el respectivo ángulo de corte, datos utilizados para la elaboración del proyecto de tesis.

Anexo 4 : Densidad utilizada para calcular la masa de la cuchilla

Tabla 32

Densidad de los aceros

<i>Metal</i>	<i>Peso Específico (Kg/m³)</i>
<i>Acero dulce</i>	7800
<i>Acero colado</i>	7860
<i>Acero Forjado</i>	7860
<i>Acero extra dulce</i>	7850

Fuente: "Pesos específicos de los aceros". (Pesos específicos del acero, s.f.)

Anexo 5 : Factor de servicio (F_s) utilizado para la selección del motor

Tabla 33

Factor de servicio (F_s) según las condiciones de trabajo y tipo de carga

Aplicaciones	Tipo de Motor					
	Motores eléctricos de corriente alterna: de par normal, de jaula de ardilla, síncronos.			Motores eléctricos de corriente alterna: de par elevado, de deslizamiento elevado, monofásicos; rotor bobinado, por colector.		
	Motores eléctricos de corriente continua: excitación en paralelo; motores térmicos de varios cilindros; turbinas de gas o de vapor.			Motores eléctricos de corriente continua: excitación en serie y compuesto; motores térmicos de cilindro con acoplamiento directo o con contra-árbol; máquinas de vapor.		
	Horas diarias de funcionamiento					
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Trabajos normales Cizallas para chapa, prensas, cintas, transportadoras y de cadena, tamices (materiales pesados), grupos generadores, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Trabajos pesados Molino de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas máquinas para la industria textil, máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Trabajos particularmente pesados Molinos de potencia elevada, Trituradoras de piedras, calandras mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Fuente: "OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales; 2006; pág.7

Anexo 6 : Datos técnicos del motor seleccionado

Tabla 34

W22 motor Monofásico-60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal lTn (kgfm)	Corriente con rotor trabado I/I _n	Par con rotor trabado Tl/Tn	Par Máximo o Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)	Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal I _n (A)	
												Rendimiento			Factor de potencia			220 V	440 V
kW	HP											50	75	100	50	75	100		
II Polos																			
0,12	0,16	63	0,034	5,9	2,0	2,9	0,0002	6	10,0	50	3490	35,8	44,4	49,9	0,52	0,60	0,68	1,61	0,804
0,18	0,25	63	0,050	6,1	2,2	2,8	0,0003	6	10,7	50	3490	42,3	50,8	55,8	0,51	0,61	0,69	2,12	1,06
0,25	0,33	63	0,071	4,6	2,4	2,4	0,0002	6	10,7	50	3440	48,0	55,6	59,0	0,51	0,62	0,72	2,68	1,34
0,37	0,5	71	0,102	7,2	2	3,1	0,0005	7	13,0	60	3520	51,7	59,9	64,2	0,50	0,61	0,72	3,64	1,82
0,55	0,75	80	0,152	7,7	2,1	3	0,0008	10	16,5	65	3525	60,7	69,8	72,8	0,77	0,85	0,91	3,78	1,89
0,75	1	80	0,208	7,0	2,3	2,7	0,0009	9	17,5	65	3520	60,0	68,0	71,0	0,75	0,83	0,88	5,46	2,73
1,1	1,5	90S	0,303	9,1	2,1	2,9	0,0020	9	24,0	69	3535	70,8	77,2	79,8	0,77	0,85	0,89	7,04	3,52
1,5	2	90L	0,415	8,4	2,1	2,7	0,0022	8	25,0	69	3520	68,4	74,9	77,7	0,81	0,87	0,90	9,76	4,88
2,2	3	100L	0,608	8,7	2,3	3	0,0064	9	37,0	72	3525	72,7	79,2	81,8	0,92	0,95	0,98	12,5	6,25
3	4	112M	0,830	8,0	2,6	2,5	0,0081	6	45,0	72	3520	76,4	81,6	82,1	0,91	0,94	0,95	17,5	8,74
3,7	5	112M	1,02	8,0	2,6	2,5	0,0091	6	47,0	72	3525	80,0	82,3	83,4	0,91	0,96	0,97	20,8	10,4
5,5	7,5	132S	1,52	8,5	2,8	2,9	0,0234	5	69,0	72	3515	73,7	79,7	82,4	0,92	0,95	0,96	31,6	15,8
7,5	10	132M	2,07	8,0	2,2	3,1	0,0223	8	70,0	72	3525	79,9	82,4	83,9	0,83	0,90	0,94	43,2	21,6
9,2	12,5	132M	2,55	8,8	1,9	3	0,0285	7	79,0	72	3515	85,0	87,5	88,3	0,94	0,96	0,97	48,8	24,4
11	15	132M/L	3,04	8,5	2,2	3,5	0,0339	6	92,0	72	3530	83,7	87,2	88,5	0,89	0,94	0,95	59,4	29,7

Fuente: "W22 Motor eléctrico monofásico, catálogo comercial, mercado latinoamericano"; (WEG, 2020, pág. 6)

Anexo 7 : Diámetros seleccionados para el sistema de transmisión

Tabla 35

Diámetros aconsejados

\emptyset mm	Z	A	B	C	D	E	\emptyset mm	Z	A	B	C	D	E
50							315		••	••	••		
53							355			•	•	•	••
56							375			•	•	•	
60	•						400		••	••	••	••	
63	••						425					•	
67	•						450		•	•	•	••	
71	••						475					•	
75	•						500		••	••	••	••	••
80	••						530						•
90	•	••					560		•	•	•	•	••
95		•					600			•	•	•	•
100	••	••					630		••	••	••	••	••
106		•					670						•
112	•	••					710		•	•	•	•	••
118		•					750			•	•	•	
125	••	••	•				800			••	••	••	••
132		•	•				900			•	•	•	•
140	•	••	••				1000			••	••	••	••
150	•	•	•				1060					•	
160	••	••	••				1120				•	•	•
170			•				1250				••	••	••
180	•	••	••				1400				•	•	•
200	••	••	••	••			1500					•	•
212				•			1600				••	••	••
224	•	•	•	••			1800					•	•
236				•			1900						•
250	•	••	••	••			2000					••	••
265				•			2240						•
280		•	•	••			2500						••
300			•	•	•								

Fuente: "OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales"; 2006; pág.8

Anexo 8 : Longitud primitiva (L_p) de la correa seleccionada

Tabla 36

Longitudes primitivas L_p de las correas trapeciales

A TIPO	(mm 13 x 8)		A TIPO	(mm 13 x 8)	
	Li (mm)	Lp (mm)		Li (mm)	Lp (mm)
A 15	382	415	A 34	867	900
A 18	457	490	A 34 1/2	875	908
A 19	480	513	A 35	900	933
A 20	508	541	A 36	914	947
A 21	535	535	A 37	942	975
A 21 3/4	552	585	A 37 1/2	950	983
A 22	560	593	A 38	965	998
A 23	587	620	A 38 1/2	975	1008
A 23 1/2	600	633	A 39	992	1025
A 24	610	643	A 39 1/2	1000	1033
A 25	637	970	A 40	1016	1049
A 25 1/2	647	680	A 40 1/2	1030	1063
A 26	660	693	A 41	1041	1074
A 26 1/2	670	703	A 42	1067	1100
A 27	686	719	A 43	1100	1133
A 28	710	743	A 43 1/2	1105	1138
A 29	737	770	A 44	1120	1153
A 29 1/2	750	783	A 44 1/2	1132	1165
A 30	767	800	A 45	1143	1176
A 30 1/2	775	808	A 46	1168	1201
A 31	787	820	A 46 1/2	1180	1213
A 31 1/2	800	833	A 47	1200	1233
A 32	813	846	A 48	1220	1253
A 32 1/2	825	858	A 49	1250	1283
A 33	838	871	A 50	1270	1303
A 33 1/4	847	880	A 51	1300	1333
A 33 1/2	850	883	A 63	1600	1633

Fuente: "OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales"; 2006; pág.11

Anexo 9 : Datos seleccionados para la interpolación del factor de corrección C_γ

Tabla 37

Factor de corrección C_γ

γ	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°
T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76
T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76

T/T = Transmisión trapecial/trapecial

T/P = Transmisión trapecial/plana

γ = Arco de contacto sobre la polea menor

Fuente: “OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales”; 2006; pág. 16

Anexo 10: Datos seleccionados para la interpolación del factor de corrección C_L

Tabla 38

Factor de corrección C_L

	PULGADAS																							
	9 _{1/2}	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	
Z	0,69	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,95	0,98	1,00														
A		0,73	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,91	0,93	0,95	1,00	1,03	1,05	1,07	1,11	1,16	1,19	1,22	1,29					
B			0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,85	0,87	0,89	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03	1,08	1,11	1,14	1,16	1,20	1,24	1,29	1,33	
C						0,72	0,73	0,76	0,79	0,80	0,85	0,87	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,03	1,05	1,09	1,12	1,16	1,20	
D														0,81	0,83	0,87	0,89	0,92	0,94	0,97	1,00	1,04	1,07	
E																				0,90	0,94	0,96	1,00	1,03

Fuente: "OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales"; 2006; pág.10

Anexo 11: Datos seleccionados para la interpolación de las prestaciones básicas P_b

Tabla 39

Prestaciones básicas P_b de las correas tipo A

diámetro	71	80	85	90	95	100	106	112	125	132	140	150	160	170	180	190
rpm																
3300	1,04	1,88	2,33	2,77	3,2	3,62	4,11	4,59	5,57	6,06	6,6	7,23	7,8	8,32	8,78	9,18
3400	1,04	1,89	2,35	2,8	3,24	3,66	4,16	4,65	5,63	6,13	6,66	7,29	7,85	8,36	8,8	9,18
3500	1,03	1,9	2,37	2,82	3,27	3,7	4,21	4,69	5,69	6,18	6,72	7,33	7,89	8,38	8,8	9,15
3600	1,02	1,91	2,38	2,85	3,3	3,74	4,25	4,74	5,74	6,23	6,76	7,37	7,91	8,38	8,78	
3700	1,01	1,91	2,39	2,87	3,32	3,77	4,28	4,78	5,78	6,27	6,8	7,4	7,92	8,37	8,75	

Fuente: "OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales"; 2006; pág.17

Anexo 12: Datos seleccionados para la interpolación de las prestaciones básicas P_d

Tabla 40

Prestaciones básicas P_{dc} de las correas tipo A

k	1,02 1,03	1,04 1,06	1,07 1,08	1,09 1,012	1,13 1,16	1,17 1,22	1,23 1,32	1,33 1,5	1,51 <i>para arriba</i>
<i>rpm</i>									
3300	0,07	0,13	0,2	0,26	0,33	0,4	0,46	0,53	0,59
3400	0,07	0,14	0,2	0,27	0,34	0,41	0,48	0,54	0,61
3500	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35	0,42	0,49	0,56	0,63
3600	0,07	0,14	0,22	0,29	0,36	0,43	0,5	0,57	0,64
3700	0,07	0,15	0,22	0,29	0,37	0,44	0,52	0,59	0,66

Fuente: “OLEOSTATIC correas trapeciales convencionales”; 2006; pág.18

Anexo 13: Variación de distancia mínima para la instalación y el tensado de correas

Tabla 41

Variación mínima para instalar y tensar correas

<i>Desplazamiento (a) mínimo para el montaje de la correa (mm)</i>								
<i>I (mm) distancia entre centros</i>	<i>Z</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>Desplazamiento (b) mínimo del tensor (mm)</i>	
500 % 1000	15	19	25	-	-	-	25	
1001 % 1500	15	19	25	38	-	-	38	
1501 % 2500	19	19	32	38	-	-	51	
2501 % 3000	-	25	32	38	-	-	63	
3001 % 4000	-	25	38	38	51	-	75	
4001 % 5000	-	-	-	51	51	63	90	
5001 % 6000	-	-	-	51	51	63	101	
6001 % 7000	-	-	-	51	63	63	113	
7001 % 8500	-	-	-	51	63	76	127	
8501 % 10500	-	-	-	51	63	76	152	
> 10501	-	-	-	-	76	90	1,5 % 1	

Fuente: "DUNLOP correas trapezoidales"; pág. 19

Anexo 14: Selección de la carcasa del motor

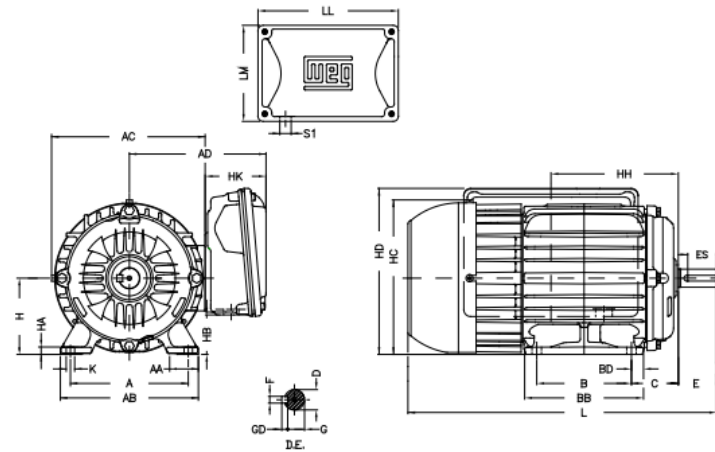


Tabla 42

Datos geométricos de la carcasa del motor monofásico

Carcasa	Eje														
	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	BD	C	D	E	ES	F	G	GD
63	100	25.5	116	125	128	80	95	7.5	40	11j6	23	14	4	8.5	4
71	112	28.5	132	141	136	90	113.5	11.75	45	14j6	30	18	5	11	5
80	125	30.5	149	159	145	100	125.5	12.75	50	19j6	40	28	6	15.5	6
90S					155	100	131								
90L	140	37	164	179	181	125	156	15.5	56	24j6	50	36		20	
100L	160	40	188	206	191		173	16.5	63				8		7
112M	190	40.5	220	226	206		177	18.5	70	28j6	60	45		24	
132S						140	187								
132M						178	225								
132M/L	216	45.5	248	272	234	178/203	250	23.5	89	38k6	80	63	10	33	8

Fuente: “W22 Motor eléctrico monofásico, catálogo comercial, mercado latinoamericano”; (WEG, 2020, pág. 8)

Tabla 43

Datos geométricos de la carcasa del motor monofásico

Carcasa	H	HA	HB	HC	HD	HH	HK	K	L'	L ²	LL	LM	SI	Rodamientos	
														Delantero	Trasero
63	63		23	130	156.3	80			256	230				6201 ZZ	6201 ZZ
71	71	7	31	145	163.8	90		7	293	250				6202 ZZ	6202 ZZ
80	80	8	41	163	174.3	100	65		326	277	184	135	1xM20	6204 ZZ	
90S			45			106			334	305					
90L	90	9	26	182	182.4	118.5		10	358	329				6205 ZZ	6203 ZZ
100L	100		43	203	244	133	91		418		221	206	1xM25	6206 ZZ	
112M	112	10	40	226	280	140			423					6207 ZZ	
132S						159			451		246				
132M						178	94	12	489	-		232	1xM32		6206 ZZ
132M/L	132	16	60	274	319	190.5			514		246/286 ³			6308 ZZ	

Fuente: “W22 Motor eléctrico monofásico, catálogo comercial, mercado latinoamericano”; (WEG, 2020, pág. 9)

Anexo 15: Características A, B y C para el cálculo del factor de seguridad (n_s)

Tabla 44

Características de factor de seguridad A, B, y C

Características		B =			
		mb	b	r	p
A = mb	C = mb	1.1	1.3	1.5	1.7
	C = b	1.2	1.45	1.7	1.95
	C = r	1.3	1.6	1.9	2.2
	C = p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C = mb	1.3	1.55	1.8	2.05
	C = b	1.45	1.75	2.05	2.35
	C = r	1.6	1.95	2.3	2.65
	C = p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	C = mb	1.5	1.8	2.1	2.4
	C = b	1.7	2.05	2.4	2.75
	C = r	1.9	2.3	2.7	3.1
	C = p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C = mb	1.7	2.15	2.4	2.75
	C = b	1.95	2.35	2.75	3.15
	C = r	2.2	2.65	3.1	3.55
	C = p	2.45	2.95	3.45	3.95
<p>mb = muy bien b = bien r = regular p = pobre</p> <p>A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección</p> <p>B = control sobre la carga aplicada</p> <p>C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares</p>					

Fuente: "Elementos de Máquinas"; Hamrock; 2003; pág. 9

Anexo 16: Criterios D y E para el cálculo del factor de seguridad (n_s)

Tabla 45

Características de factor de seguridad D y E

<i>Características</i>		<i>D =</i>		
		<i>ns</i>	<i>s</i>	<i>ms</i>
<i>E =</i>	<i>ns</i>	1.0	1.2	1.4
	<i>s</i>	1.0	1.3	1.5
	<i>ms</i>	1.2	1.4	1.6
ms = muy serio		s = serio	ns = no serio	
D = peligro para el personal				
E = impacto económico				

Fuente: "Elementos de Máquinas"; Hamrock; 2003; pág. 9

Anexo 17: Material seleccionado para el diseño del eje

Figura 77

Eje de transmisión SAE 1018

SAE 1018
Eje de transmisión - tolerancias h10-h11

GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS

Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2 ") o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7", 8", 9" y 10" son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste.

Propiedad: Laminado en Frío	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	mín. 31
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	51-71
Elongación, A5	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163 HB

APLICACIONES

Donde se requiera aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ej.: pernos y tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK:

REDONDO

Diámetro (pulg)	Peso (kg/m)
1/4	0,2
5/16	0,4
3/8	0,6
1/2	1,0
5/8	1,6
3/4	2,2
7/8	3,0
1	4,0
1 1/8	5,0
1 1/4	6,2
1 3/8	7,5
1 1/2	8,9
1 3/4	12,2
2	15,9
2 1/4	20,1
2 1/2	24,9
2 3/4	30,1
3	35,8
3 1/4	42,0
3 1/2	48,7
4	63,6
4 1/2	80,5
5	99,4
5 1/2	120,3
6	143,2
7	194,9
8	254,6
9	322,2
10	397,8

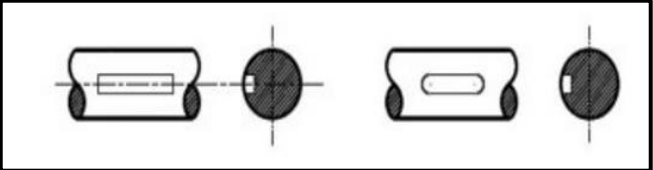
Fuente: "Aceros"; Ivan Bohman (Bohman)

Anexo 18: Factores de concentración de esfuerzo teórico (K_t) seleccionados para los chaveteros

Tabla 46

Factor de concentración de esfuerzo teórico (K_t) para torsión y flexión en chaveteros

FACTOR	TRATAMIENTO	PERFIL RECTO		TERMINACIÓN CURVA	
		Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
K_f	Recorrido	1.6	1.3	1.3	1.3
	Templado y revenido	2.0	1.6	1.6	1.6



Fuente: “Diseño de máquinas”; V.M. Faires; 1971; pág. 751

Anexo 19: Factores a y b seleccionados para el cálculo del factor de modificación de la condición superficial (k_a)

Tabla 47

Factores a y b para el cálculo del factor de superficie (k_a)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} (kpsi)	S_{ut} (Mpa)	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-995

Fuente: “Diseño en ingeniería mecánica de Shiglesy”; Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett; 2008; pág. 280

Anexo 20: Material seleccionado para el cubo

Tabla 48

Barra perforada EN 10294-1

		<i>DESDE</i>	<i>HASTA</i>
<i>DIMENSIONES</i>	<i>INTERIOR</i>	30 mm	65 mm
	<i>EXTERIOR</i>	50 mm	115 mm
	<i>LONGITUD</i>	5.85 mts	7 mts

<i>PROPIEDADES MECÁNICAS</i>			
<i>RESISTENCIA MECÁNICA</i>	<i>PUNTO DE FLUENCIA</i>	<i>ELONGACIÓN Mín %</i>	<i>DUREZA HB</i>
	< 16mm - 480		
650/800	> 16 - 30mm - 46	18	-240
	> 30mm - 440		

Fuente: "DIPAC PRODUCTOS DE ACERO" (DIPAC PRODUCTOS DE ACERO, s.f.)

Anexo 21 : Material seleccionado para el disco y aletas del ventilador

Tabla 49

Planchas laminadas en caliente A36

<i>Espesor Nominal (mm)</i>	<i>1.000x3.000 (kg)</i>	<i>1.000x6.000 (kg)</i>	<i>1.500x3.000 (kg)</i>	<i>1.500x6.000 (kg)</i>
1,5	36	72	-	-
2	48	96	72	144
2,5	60	120	-	-
3	72	144	108	216
4	96	192	144	288
5	120	240	180	360
6	144	288	216	432
8	192	384	-	-
10	240	480	-	-
12	288	576	-	-

PROPIEDADES MECÁNICAS			
Esfuerzo a la tensión	Esfuerzo a la fluencia	Elongación mínima	Módulo de elasticidad
<i>MPa / PSI</i>	<i>MPa</i>	<i>(2'') : 23%</i>	<i>GPa / KSI</i>
400-500 / 58000-79800	248.21	50 mm	200 GPa / 29000

Fuente: "MultiAceros catálogos de productos y servicios" (MultiAceros)

Anexo 22: Valor del factor de esfuerzos dinámicos (f_L)

Tabla 50

Valores orientados para f_L y valores usuales de cálculo

<i>Lugar de aplicación</i>	<i>Valor f_L que debe alcanzarse</i>
Machacadora de mandíbulas	3 ...3,5
Trituradora, machacadora de rodillos	3 ...3,5
Molino de mandíbulas, de impacto y de martillos	4 ...5
Molino de tubos	4 ...5
Molinos vibratorios	2 ...3
Molinos de pulverizado	4 ...5
Cribas vibratorias	2,5 ...3
Prensa para briquetas	3,5 ...4
Rodillo de hornos giratorios	4 ...5

Fuente: “Catálogo de rodamientos FAG”, pág. 39

Anexo 23: Valor del factor de corrección (f_z)

Tabla 51

Valores orientados para f_z y valores usuales de cálculo

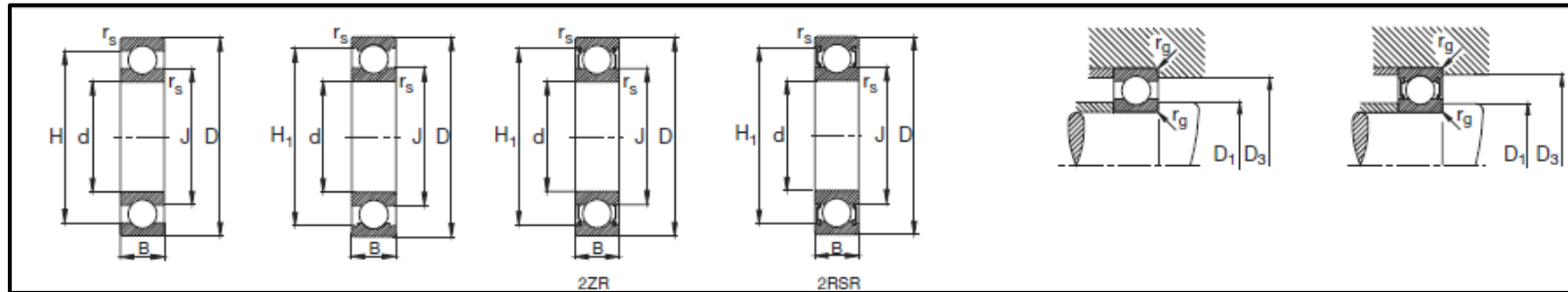
<i>Transmisiones por correa y cable</i>	<i>Fuerza tangencial* f_z (debido a la precarga y a los golpes)</i>
Transmisión por cadenas	$f_z = 1,5$
Correas trapeziales	$f_z = 2 \dots 2,5$
Corres de fibra	$f_z = 2 \dots 3$
Correas de cuero	$f_z = 2,5 \dots 3,5$
Banda de acero	$f_z = 3 \dots 4$
Correa - cadena	$f_z = 1,5 \dots 2$

Fuente: “Catálogo de rodamientos FAG”, pág. 39

Anexo 24: Selección del rodamiento 1 y 2

Tabla 52

Rodamientos rígidos de bola de una hilera



Eje	Dimensiones							Peso	Capacidad de carga (kN)		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada
	<i>d</i> mm	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r_s</i> <i>r_{min}</i>	<i>H</i>	<i>H₁</i>	<i>J</i>	kg	<i>dyn. C</i>	<i>stat. C₀</i>	<i>min⁻¹</i>		Rodamiento FAG
25	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0.234	22,4	11,4	28000	15000	6305
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0.237	22,4	11,4	28000	15000	S6305.W203B
	25	62	17	1,1	50,2	52,5	36,4	0.24	22,4	11,4	11000	15000	6305.2ZR

Fuente: "Catálogo de rodamientos FAG", pág. 158

Anexo 25 : Soporte de pie seleccionado para el rodamiento 1 y 2

Tabla 53

Soporte de pie para rodamientos de una hilera

Unidades FAG de rodamientos S													
Series P162, P362, P562, P762...2RSR													
Soporte de pie de fundición gris													
Eje		Dimensiones							Tornillos de fijación		Denominación abreviada		
<i>d</i> mm		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>h</i>	<i>h₁</i>	<i>m</i>	<i>U</i>	<i>s</i> mm	in	Unidad de soporte FAG	Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Soporte FAG
25	25	140	38	15	36.5	71	105	11.5	M10	3/8	P16205	16205	P205
	25	140	38	15	36.5	71	105	11.5	M10	3/8	P36205	36205	P205
	25	140	38	15	36.5	71	105	11.5	M10	3/8	P56205	56205	P205

Fuente: "Catálogo de rodamientos FAG", pág. 519

Anexo 26: Coeficiente de trabajo para la compresión y cortadura del acero suave seleccionados para las chavetas

Tabla 54

Características de materiales para la construcción de maquinarias

Material	Módulo Elasticidad d Kg/cm ²	Característica Carga de rotura Kg/cm ²	Coeficiente de trabajo admisible en Kg/cm ²				
			Compresión		Cortadura		
			I	II	I	II	III
Acero suave	2150000	830000	900 a 1500	600 a 1000	720 a 1200	480 a 800	240 a 400
Acero duro	2200000	850000	1200 a 1800	800 a 1200	960 a 1440	640 a 960	320 a 480
Aceros muelles	2000000	900000					
Acero al níquel	2150000	850000	1200 a 1800	800 a 1200	960 a 1440	640 a 960	320 a 480

Casos de carga. – I, Carga estática o permanente. II, Carga alternativa, de un valor máxima a cero. III, Carga oscilante de un valor máximo positivo a máximo negativo.

Fuente: “Máquinas Prontuario Técnicas Máquinas Herramientas”; Larburu Arrizabalaga, Nicolás; 1990; pág. 188

Anexo 27: Dimensiones establecidas de las chavetas

Tabla 55

Dimensiones de mm de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares

CHAVETA										
Diámetro del eje		Sección bxh	Ancho (b)		Altura h		Chafán (b1)		Longitud (l)	
Mas de	hasta		Nominal	Toler.H9	Nominal	Toler.H9 y h11	Mín	Máx.	De...	...a
10	12	4x4	4		4		0.16	0.25	8	46
12	17	5x5	5	0	5	0	0.25	0.40	10	56
17	22	6x6	6	-0.03	6	-0.03	0.25	0.40	14	70
22	30	8x7	8	0	7		0.25	0.40	18	90
30	38	10x8	10	-0.036	8		0.40	0.60	22	110
38	44	12x8	12		8		0.40	0.60	22	110

Fuente: “Máquinas Prontuario Técnicas Máquinas Herramientas”; Larburu Arrizabalaga, Nicolás; 1990; pág. 518

Anexo 28: Tipo de soldadura seleccionada para la unión de componentes

Tabla 56

Propiedades mecánicas de soldadura MIG

<i>Resistencia a la cedencia</i>	<i>Resistencia a la tensión</i>	<i>Elongación</i>
<i>MPa (ksi)</i>	<i>MPa (ksi)</i>	<i>%</i>
400	480	22 min

Fuente: "Catálogos de consumibles para soldar"

Anexo 29: Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga para la soldadura tipo filete

Tabla 57

Factores de concentración del esfuerzo (K_{fs}) para soldadura

<i>Tipo de soldadura</i>	<i>K_{fs}</i>
A tope reforzada	1,2
De filete transversal, en la punta	1,5
De filetes paralelos, en el extremo	2,7
A tope en T, con esquinas agudas	2

Fuente: "Diseño en ingeniería mecánica de Shiglesy"; Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett; 2008; pág. 472

Anexo 30: Torque de apriete para pernos de acero inoxidable

Tabla 58

Pares de apriete - Rosca Métrica ISO – Acero Inoxidable

<i>Diámetro Nominal</i>	<i>Paso</i>	<i>A 193 B8 CL 1</i> <i>A 193 B8M CL 1</i>		<i>A 193 B8 CL 2</i>		<i>A 193 B8M CL 2</i>		<i>A2 – A4 CL 70</i>	
<i>Nominal Diameter</i>	<i>Pitch</i>	<i>Cs Nm</i>	<i>Fo Max N</i>	<i>Cs Nm</i>	<i>Fo Max N</i>	<i>Cs Nm</i>	<i>Fo Max N</i>	<i>Cs Nm</i>	<i>Fo Max N</i>
<i>M6</i>	<i>1</i>	2.6	2117	8.6	7125	8.3	6847	5.6	4647
<i>M8</i>	<i>1.25</i>	6.5	4019	21.7	13529	20.9	13039	14.2	8823
<i>M10</i>	<i>1.5</i>	12.8	6403	43	21551	41.5	20770	28	14055
<i>M12</i>	<i>1.75</i>	22.1	9339	74	31342	72	30293	48	20499
<i>M14</i>	<i>2</i>	35.2	12793	118	43059	114	41499	77	28082
<i>M16</i>	<i>2</i>	55	17681	185	59513	179	57357	121	38813
<i>M18</i>	<i>2.5</i>	75	21418	254	72089	245	69477	166	47014
<i>M20</i>	<i>2.5</i>	107	27605	360	92916	347	89549	235	60597
<i>M22</i>	<i>2.5</i>	147	34476	395	92497	395	92497	323	75679
<i>M24</i>	<i>3</i>	184	39766	495	106689	495	106689	405	87291
<i>M27</i>	<i>3</i>	274	52320	601	114849	601	114849		
<i>M30</i>	<i>3.5</i>	371	63632	816	139681	816	139681		
<i>M33</i>	<i>3.5</i>	505	79369	850	133573	850	133573		
<i>M36</i>	<i>4</i>	648	93085	1090	156656	1090	156656		
<i>M39</i>	<i>4</i>	842	111933	1416	188375	1416	188375		
<i>M42</i>	<i>4.5</i>	1037	128051						
<i>M45</i>	<i>4.5</i>	1299	150082						
<i>M48</i>	<i>5</i>	1569	168749						
<i>M52</i>	<i>5</i>	2021	202524						
<i>M56</i>	<i>5.5</i>	2517	233817						
<i>M60</i>	<i>5.5</i>	3125	273119						
<i>M64</i>	<i>6</i>	3761	308951						
<i>M68</i>	<i>6</i>	4551	354147						
<i>M72</i>	<i>6</i>	5446	402495						
<i>M76</i>	<i>6</i>	6448	453841						
<i>M80</i>	<i>6</i>	7569	508339						
<i>M85</i>	<i>6</i>	7316	580557						
<i>M90</i>	<i>6</i>	10964	657807						

Fuente: “Imeca Soluciones y Servicios – Catálogo Técnico”

Anexo 31 : Material seleccionado para las cuchillas

Tabla 59

Acero mecanizado de precisión según DIN 59350 500mm (BOHLER K100)

Ancho mm	Espesormm										Ancho mm	
	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20		
20	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		20
25	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	25
30	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	30
40	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	40
50	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	50
60	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	60
80	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	80
100	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	100
125	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	125
150	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	150
200	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	200

PROPIEDADES MECÁNICAS	
Modulo E	Dureza
MPa	HB
210	248

Fuente: “Aceros planos mecanizados de precisión, placas mecanizadas de precisión, bloques de electroerosión de hilo redondos de precisión, barras mecanizadas estándar”; BOHLER (BOHLER)

Anexo 32: Espesor de la arandela (e_a) seleccionada

Tabla 60

Dimensiones de arandelas métricas simples

<i>Tamaño de la Arandela</i>	<i>DI mínimo</i>	<i>DE máximo</i>	<i>Espesor máximo</i>
1.6 N	1.95	4	0.7
1.6 R	1.95	5	0.7
1.6 W	1.95	6	0.9
2 N	2.5	5	0.9
2 R	2.5	6	0.9
2 W	2.5	8	0.9
2.5 N	3	6	0.9
2.5 R	3	8	0.9
2.5 W	3	10	1.2
3 N	3.5	7	0.9
3 R	3.5	10	1.2
3 W	3.5	12	1.4
3.5 N	4	9	1.2
3.5 R	4	10	1.4
3.5 W	4	15	1.75
4 N	4.7	10	1.2
4 R	4.7	12	1.4
4 W	4.7	16	2.3
5 N	5.5	11	1.4
5 R	5.5	15	1.75
5 W	5.5	20	2.3
6 N	6.65	13	1.75
6 R	6.65	18.8	1.75
6 W	6.65	25.4	2.3
8 N	8.9	18.8	2.3
8 R	8.9	25.4	2.3
8 W	8.9	32	2.8


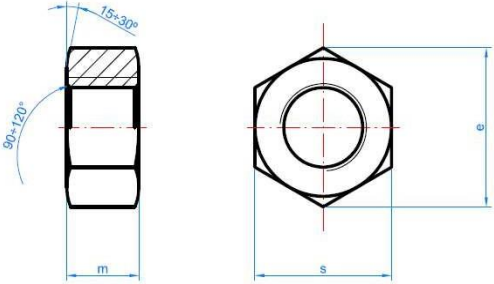


N = angosta; R = regular; W =
ancha

Fuente: “Diseño en ingeniería mecánica de Shiglesy”; Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett; 2008; pág.

Anexo 33: Tuerca seleccionada para le perno

Tabla 61

Tuerca inoxidable para perno avellanado

2.15 DIN-934 A2		Tuerca hexagonal inoxidable										
				<p style="text-align: center;">Propiedades</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>Acero</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>Inoxidable A2 (AISI 304)</p> </div> </div>								
M	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
s	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36
e	7,7	8,8	11,1	14,4	18,9	21,1	24,5	26,8	29,6	32,9	35,0	39,6
m	3,2	4	5	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19
Llave	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36

Fuente: "Index – Ficha técnica"

Anexo 34: Área de esfuerzo (A_t) a la tensión del perno

Tabla 62

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1,27	1.07			
2	0.4	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36

Fuente: “Diseño en ingeniería mecánica de Shiglesy”; Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett; 2008; pág.

398

Anexo 35: Material seleccionado para el perno

Tabla 63

Propiedades mecánicas de elementos de fijación

Tipo de acero	Clase de resistencia	Resistencia mínima a la tracción N/mm ²
A1, A2, A3,	50	500
A3, A4 y A5	70	700
	80	800

Fuente: “Información técnica de elementos de fijación resistente a la corrosión y los ácidos”; Schafer + Peters

GmbH

Anexo 36: Ensayo para determinar la distancia de expulsión del material picado

DISTANCIA DEL MATERIAL PICADO AL SER EXPULSADO

Introducción:

Se realizó esta actividad con el fin de determinar la distancia que alcanza las partículas (material picado) al ser expulsada por el ventilador de la máquina picadora. La máquina picadora de forraje que se utilizó tiene las siguientes características: motor de combustión interna de 10 hp con una velocidad de 3600 rpm con un sistema de corte mediante un volante, colocadas las cuchillas radialmente y un sistema de expulsión con ventilador.

Objetivo:

- Obtener la distancia que alcanza el material picado al ser expulsado

Materiales:

- Máquina picadora de forraje con un sistema de expulsión mediante ventilador
- Machete
- Flexómetro

Procedimiento:

- Primero se procedió a cortar muestras de caña con el machete dejando únicamente el tallo.
- Se procedió de picar el material en la máquina
- Con el flexómetro se procedió a medir la distancia que alcanza las partículas.

Gráficas

Figura 78

Actividad para obtener la distancia que alcanza el material picado al ser expulsado



Fuente: *El autor*

CONCLUSIÓN:

- A través de la actividad detallada se obtuvo que la distancia que alcanza el material picado es de 2.5 m.

Anexo 37 : Rendimiento para el diseño del ventilador

Tabla 64

Rendimiento de ventiladores

<i>ITEM</i>	<i>TIPO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO</i>	<i>SIGLAS</i>	<i>EFICIENCIA %</i>	<i>DESCRIPCIÓN</i>
1	(Backward - curved blades) álabes curvados hacia atrás	BC	85	Menor eficiencia que AF, pero menor costo de producción, puede tolerar altas temperaturas, gases y polvo. Uno de los más utilizados en la industria
2	(Backward - inclined blades) álabes inclinados hacia atrás	BI	78	Similar al BC en rendimiento curvas de performance similares. Estructuralmente menos robusto que el BC,
3	(Radial - Tip) álabes radiales inclinados	RT	70	Produce alta presión estática pero menos volumen de aire, utilizado para trabajar con aire y material granular, polvo por su construcción no requiere balanceo
4	(Forward - curved) álabes curvados hacia adelante	FC	65	Entrega considerable de volumen de aire y también alta presión estática, pero una costosa y baja eficiencia. Es más compacto, mínimo balanceo por bajas velocidades de giro, bajo costo de fabricación por su tamaño
5	(Radial blade) álabes radiales	RB	60	Por su construcción soporta altas temperaturas y materiales abrasivos y corrosivos, baja eficiencia debido a la placa en donde se unen álabes

Fuente: “Cálculo y diseño de una desgranador de maíz para la zona suroccidental de la provincia de Loja;

Pinta Bustamante Víctor; 2020; pág. 115

Anexo 38: Cable seleccionado para el diagrama de fuerza y control del sistema eléctrico

Tabla 65

Cable utilizado para la instalación eléctrica del motor



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Todos los conductores fabricados por ELECTROCABLES C.A. cumplen con holgura las especificaciones establecidas en las normas de fabricación existentes para cada tipo y que son las siguientes:

Aislante de Material termoplástico, PVC 600 V. – 90 °C Chaqueta de Nylon

Calibre AWG ó MCM	FORMACIÓN			Capacidad de corriente		TIPO CABLE	Altern. de embal.
	Sección mm²	No. de Hilos por diámetro en mm.	DIAM. EXTERIO R mm	Para 1 cond. al aire libre Amp.	Para 3 cond. en conduit Amp.		
20	0,519	1 x 0,813	1,77	15	10	TFN	A,B
18	0,823	1 x 1,02	1,98	15	10	TFN	A,B
16	1,31	1 x 1,29	2,25	20	15	TFN	A,B
14	2,08	1 x 1,63	2,59	35	25	THHN	A,B
12	3,31	1 x 2,05	3,01	40	30	THHN	A,C
10	5,26	1 x 2,59	3,81	55	40	THHN	A,D
8	8,34	1 x 3,26	5,04	80	55	THHN	A,B

Fuente: "Electro cables C.A."; disensa-ECUADOR; pág.8

Anexo 39: Motor eléctrico trifásico seleccionado

Figura 79

Datos técnicos del motor trifásico de 15 hp

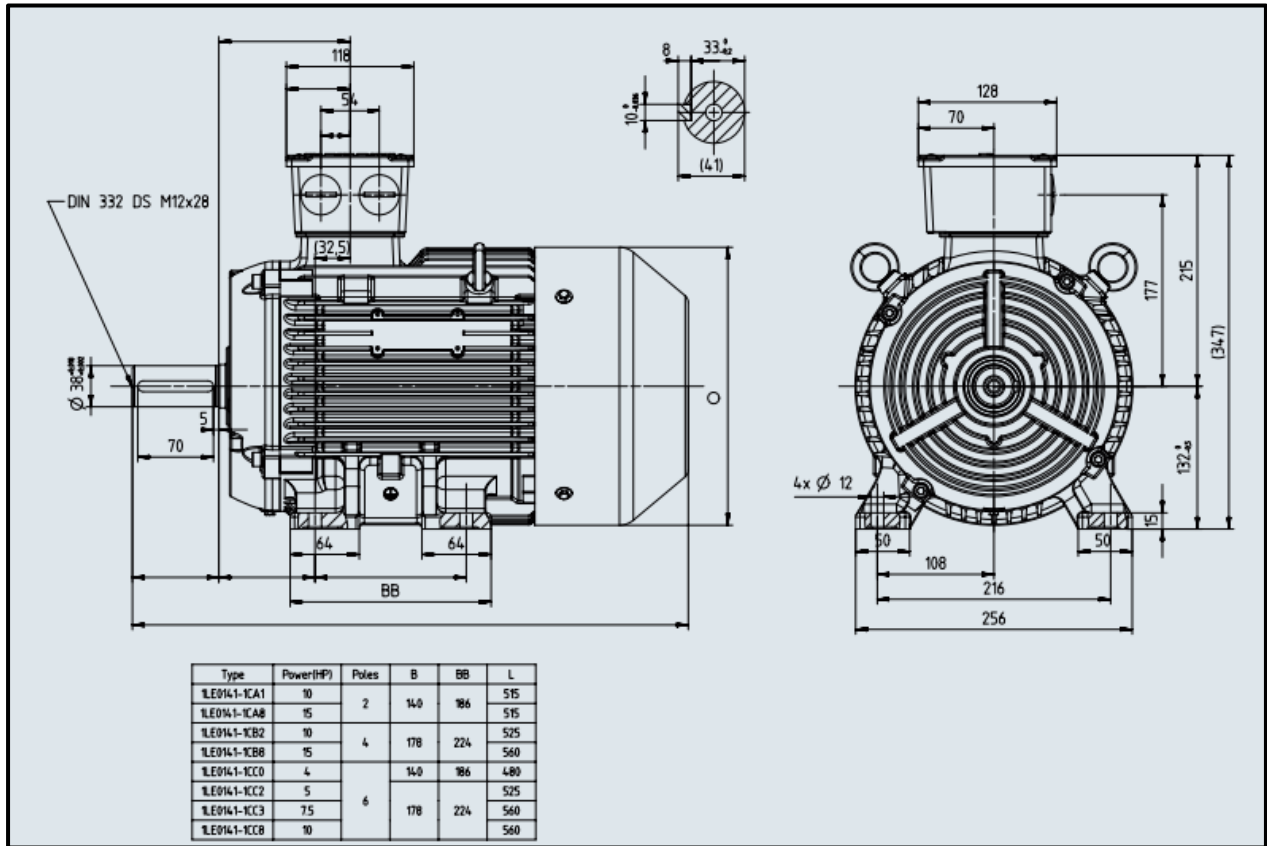
Potencia (HP)	Referencia Motor	Factor de Servicio	Tamaño constructivo		Datos nominales		Corriente Nominal			Factor de Potencia	Eficiencia 100%	Datos de arranque		Torque rotor bloqueado x Tn	Rodamientos AS / BS	Peso Neto B3 (kg)
					Velocidad (rpm)	Torque (Nm)	220 VDD A	380 VYY A	440 VD A			Corriente x Inom	Torque x Tnom			
Datos Eléctricos motores serie 1LE0142 IE1 2 polos (3600 rpm)																
1	1LE0142-0DA26-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.440	2,1	3,15	1,82	1,57	0,84	74,0	6,0	2,2	2,8	6204 2RZ C3	13,5
1,5	1LE0142-0DA36-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.435	3,1	4,45	2,60	2,25	0,84	78,5	7,0	2,5	3,0	6204 2RZ C3	15,0
2	1LE0142-0DA86-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.460	4,1	5,60	3,25	2,80	0,86	81,0	7,0	2,5	3,0	6204 2RZ C3	17,5
3	1LE0142-0EA46-4AA4-Z D80	1,15	90	L	3.480	6,0	8,30	4,80	4,15	0,87	81,5	7,5	2,0	3,1	6205 2RZ C3	20,0
4	1LE0142-0EA86-4AA4-Z D80	1,15	90	L	3.475	8,2	10,60	6,20	5,30	0,87	84,5	7,1	1,8	2,8	6205 2RZ C3	27,0
5	1LE0142-1AA86-4AA4-Z D80	1,15	100	L	3.420	10,3	13,30	7,70	6,70	0,87	84,5	7,5	3,0	2,6	6206 2RZ C3	31,0
7,5	1LE0142-1BA86-4AA4-Z D80	1,15	112	M	3.520	14,9	19,40	11,20	9,70	0,88	86,0	7,5	2,0	2,6	6206 2RZ C3	45,0
10	1LE0142-1CA16-4AA4-Z D80	1,15	132	S	3.515	20,4	25,50	14,70	12,70	0,88	87,5	7,5	2,0	2,6	6208 2RZ C3	55,0
15	1LE0142-1CA86-4AA4-Z D80	1,15	132	S	3.520	29,9	38,00	22,00	19,10	0,88	87,5	7,5	2,0	2,6	6208 2RZ C3	70,0
20	1LE0142-1DA36-4AA4-Z D80	1,15	160	M	3.535	40,5	52,00	30,00	26,00	0,85	88,5	7,4	2,2	3,0	6209 2RZ C3	100,0
25	1LE0142-1DA46-4AA4-Z D80	1,15	160	L	3.540	49,9	64,00	37,00	32,00	0,86	89,5	7,5	2,4	3,0	6209 2RZ C3	120,0
30	1LE0142-1DA86-4AA4-Z D80	1,15	160	L	3.540	59,4	75,00	43,00	37,50	0,88	89,5	7,5	2,4	3,0	6209 2RZ C3	130,0
40	1LE0142-1EA86-4AA4-Z D80	1,15	180	M	3.535	81,1	98,00	56,00	49,00	0,89	90,2	7,5	2,4	3,0	6210 RZ C3	170,0
50	1LE0142-2AA56-4AA4-Z D80	1,15	200	L	3.555	99,4	122,00	70,00	61,00	0,88	91,5	7,6	2,5	3,0	6212 RZ C3	233,0
60	1LE0142-2AA86-4AA4-Z D80	1,15	200	L	3.550	121,0	144,00	83,00	72,00	0,89	91,7	7,0	2,3	3,0	6212 RZ C3	250,0
75	1LE0142-2BA86-4AA4-Z D80	1,15	225	M	3.555	148,0	179,00	103,00	89,00	0,89	92,4	7,0	2,4	3,1	6213 RZ C3	335,0
100	1LE0142-2CA86-4AA4-Z D80	1,15	250	M	3.570	201,0	235,00	137,00	118,00	0,89	93,0	7,5	2,4	3,1	6215 C3	430,0
125	1LE0142-2DA23-3AA4-Z D80	1,15	280	M	3.575	241,0	-	-	149,00	0,88	93,0	7,0	2,5	3,0	6317 C3	545,0
150	1LE0142-2DA83-3AA4-Z D80	1,15	280	M	3.575	294,0	-	-	175,00	0,90	93,0	7,5	3,0	3,3	6317 C3	610,0
200	1LE0142-3AA23-3AA4-Z D80	1,10	315	M	3.580	400,0	-	-	225,00	0,92	94,1	7,6	2,2	2,7	6319 C3	850,0
250	1LE0142-3AA73-3AA4-Z D80	1,15	315	L	3.580	494,0	-	-	285,00	0,92	94,1	8,5	2,8	3,0	6319 C3	1070,0
300	1LE0142-3AA83-3AA4-Z D80	1,10	315	L	3.580	600,0	-	-	340,00	0,92	94,1	9,0	2,1	2,5	6319 C3	1070,0

Fuente: "SIMOTICS"

Anexo 40 : Dimensiones del motor trifásico seleccionado

Figura 80

Dimensiones del motor trifásico



Fuente: "SIMOTICS"

Anexo 41 : Entrevista realizada para determinar los costos de mano de obra

CONSULTA DE VALORES DE CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

Introducción:

A los 17 días del mes de febrero del 2023 se llevó a cabo una entrevista de manera verbal con el Tnlg. Patricio Quilli gerente y propietario del Taller Industrial Quilli FP el cual brinda servicios de: torno, fresadora y suelda, además de fabricar diversos tipos de máquinas para la minería, construcción y agricultura, se realizó esta actividad con el fin de tener conocimiento de los valores del costo de la mano de obra de la máquina,

Objetivo:

- Obtener información de las actividades a realizar, como el costo de la construcción de la máquina.

Procedimiento:

- Primeramente, se reconoció de manera gráfica la máquina mediante los planos técnicos.
- Posteriormente se procedió a reconocer los materiales a utilizar para la construcción.



Como punto importante, los precios detallados hacen referencia a actividades que no se describen como: el corte de la plancha mediante sistema de oxicorte, perforaciones, rolado de plancha, dobleces, etc.

Una vez analizado las especificaciones anteriormente mencionadas, se realizó una proforma especificando las actividades a desarrollar con el respectivo precio.

Gráficas:

Figura 81

Proforma del costo de la mano de obra para la construcción de la máquina

<p>Tnlgo. Patricio Quilli Dirección: Barrio 18 de Noviembre Teléfono: 0996373731</p>	 <p>SERVICIOS INDUSTRIALES QUILLI FP</p>																																																
Yantzaza, 17 de febrero del 2023																																																	
CLIENTE: Rusbel Coronel Dirección: Yantzaza																																																	
CONCEPTO: Trabajo: Construcción de una máquina picadora																																																	
<table border="1"><thead><tr><th>Item</th><th>Herramienta</th><th>Actividad</th><th>Precio</th></tr></thead><tbody><tr><td>1</td><td></td><td>Mecanizado del eje</td><td>\$ 25</td></tr><tr><td>2</td><td>Torno</td><td>Rectificación del disco</td><td>\$ 15</td></tr><tr><td>3</td><td></td><td>Mecanizado del cubo</td><td>\$ 15</td></tr><tr><td>4</td><td>Fresadora</td><td>Chavetero cubo-eje</td><td>\$ 15</td></tr><tr><td>5</td><td></td><td>Chavetero polea eje</td><td>\$ 10</td></tr><tr><td>6</td><td></td><td>Soldadura de la estructura</td><td>\$ 80</td></tr><tr><td>7</td><td>Soldadora</td><td>Soldadura del disco-cubo-álabes</td><td>\$ 200</td></tr><tr><td>8</td><td></td><td>Soldadura de la camisa</td><td>\$ 35</td></tr><tr><td>9</td><td>-</td><td>Instalación del mecanismo templador</td><td>\$ 200</td></tr><tr><td>10</td><td>-</td><td>Ensamble de la máquina</td><td>400</td></tr><tr><td colspan="3" style="text-align: right;">Total</td><td>\$ 995,00</td></tr></tbody></table>		Item	Herramienta	Actividad	Precio	1		Mecanizado del eje	\$ 25	2	Torno	Rectificación del disco	\$ 15	3		Mecanizado del cubo	\$ 15	4	Fresadora	Chavetero cubo-eje	\$ 15	5		Chavetero polea eje	\$ 10	6		Soldadura de la estructura	\$ 80	7	Soldadora	Soldadura del disco-cubo-álabes	\$ 200	8		Soldadura de la camisa	\$ 35	9	-	Instalación del mecanismo templador	\$ 200	10	-	Ensamble de la máquina	400	Total			\$ 995,00
Item	Herramienta	Actividad	Precio																																														
1		Mecanizado del eje	\$ 25																																														
2	Torno	Rectificación del disco	\$ 15																																														
3		Mecanizado del cubo	\$ 15																																														
4	Fresadora	Chavetero cubo-eje	\$ 15																																														
5		Chavetero polea eje	\$ 10																																														
6		Soldadura de la estructura	\$ 80																																														
7	Soldadora	Soldadura del disco-cubo-álabes	\$ 200																																														
8		Soldadura de la camisa	\$ 35																																														
9	-	Instalación del mecanismo templador	\$ 200																																														
10	-	Ensamble de la máquina	400																																														
Total			\$ 995,00																																														
 <hr/> Tnlgo. Patricio Quilli Gerente y Propietario																																																	

Fuente: *El autor*

Conclusión:

- A través de la actividad detallada se obtuvo el precio total de la mano de obra para la construcción de la máquina.

Anexo 42: Planos técnicos de la máquina (Ubicados en el CD número 1)

Anexo 43: Planos eléctricos de la máquina (Ubicados en el CD número 1)

Anexo 44: Certificado de traducción del resumen

Loja, 7 de marzo del 2023

Yo, Dayana Micaela Ochoa Guaitas, con cédula de identidad 1900842145, Licenciada en Ciencias de la Educación mención inglés registro Nro. 1031-2022-2554787

CERTIFICO:

Que, he realizado la traducción al idioma inglés de él resumen del Trabajo de Integración Curricular denominado: **DISEÑO DE UNA PICADORA DE PASTO Y CAÑA PARA LA HACIENDA “LA PONDEROSA”, UBICADA EN EL BARRIO MUTINZA DEL CANTÓN YANTZAZA**, elaborado por el Sr. **Rusbel Isrrael Coronel Torres** con cédula de ciudadanía número **1900823384**, egresado de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.

Lo certifico en honor a la verdad, facultando al portador del presente documento, hacer uso legal pertinente.

Atentamente:



Lcda. Dayana Micaela Ochoa Guaitas

C.I.: 1900842145