



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 máquina deshojadora y desgranadora de maíz para
pequeños productores del sector “Los Amarillos” del cantón Piñas**

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

Autor

Joel Armando Zumba Zumba

Director

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Loja – Ecuador

2023

Certificación

Loja, 1 de agosto del 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 máquina deshojadora y desgranadora de maíz para pequeños productores del sector “Los Amarillos” del cantón Piñas**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del estudiante, **Joel Armando Zumba Zumba** con cédula de identidad Nro. **0705768398**, 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.

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo, **Joel Armando Zumba Zumba**, declaro ser el autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o 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:



Autor: Joel Armando Zumba Zumba

Cédula: 0705768398

Dirección: Los Amarillos – Capiro – Piñas

Fecha: 4 de agosto del 2023

Correo Electrónico: joel.zumba@unl.edu.ec

Teléfono: 0991955748

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, **Joel Armando Zumba Zumba**, declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una máquina deshojadora y desgranadora de maíz para pequeños productores del sector “Los Amarillos” del cantón Piñas**, 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, los cuatro días del mes de agosto del dos mil veinte tres.

Firma: 

Autor: Joel Armando Zumba Zumba

Cédula: 0705768398

Dirección: Los Amarillos – Capiro – Piñas

Fecha: 25 de marzo del 2023

Correo Electrónico: joel.zumba@unl.edu.ec

Teléfono: 0991955748

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director del trabajo de titulación: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Dedicatoria

El presente trabajo, quiero dedicarlo principalmente a Dios quien ha sido mi guía y fortaleza, con profundo amor y nostalgia a mis padres: Armando Zumba (+) y Marlene Zumba (+), a mis abuelitos Luz Feijoo (+), Simón Zumba (+), gracias por la vida y por lo enseñado para lograr hacer de mí, una persona de bien.

A mis hermanos: Damián y Jeyner, por brindarme su apoyo y confianza en cada etapa de mi vida, por estar a mi lado y ser quienes me impulsan a superarme cada día.

Igualmente quiere dedicar este trabajo a mis tíos: Fernando y Bolívar Zumba, quienes, con su esfuerzo, motivación y sabiduría supieron impulsarme a culminar mi formación profesional.

De manera especial, a mi novia Karen por ser mi compañera de vida, por ser el apoyo incondicional, y por motivarme a no desistir nunca ante las dificultades.

Joel Armando Zumba

Agradecimiento

Primeramente, agradezco a Dios, por todas las bendiciones que he tenido.

Agradezco especialmente a mi tutor, el Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, quien siempre me supo brindar sus consejos y enseñanzas para la realización de mi investigación, lo que demuestran su excelente trabajo y compromiso como docente.

También quiero agradecer, a la prestigiosa Universidad Nacional de Loja; a la Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables, y a la carrera de Ingeniería Electromecánica, por permitirme formar profesionalmente en esta gran institución.

Finalmente quiero agradecer, a toda la planta administrativa, a todos los docentes que me han impartido sus conocimientos en cada ciclo académico cursado, a mis amigos y compañeros que formaron parte de mi instancia en la universidad y en mi formación como profesional.

Joel Armando Zumba

Índice de contenidos

Portada	i
Certificación	ii
Autoría	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria	v
Agradecimiento	vi
Índice de contenidos	vii
Índice de tablas:	xiv
Índice de figuras:	xv
Índice de anexos:	xvii
Simbología	xx
1. Título	1
2. Resumen	2
2.1.1. Abstrac	3
3. Introducción	4
3.1.1. Objetivos	5
3.1.1.1. Objetivo general	5
3.1.1.2. Objetivos específicos	5
4. Marco teórico	6
4.1. Procesos de desgranado y tipos de máquinas desgranadoras de maíz	6
4.1.1. Procesos de desgranado de maíz	6
4.1.1.1. El maíz.	6
4.1.1.1.1 Desgranado a mano.	6
4.1.1.2. Desgranado con máquinas manuales.	7
4.1.1.3. Desgranado con máquinas accionadas con motor.	7
4.1.2. Tipos de desgranadoras de maíz	8
4.1.2.1. Desgranadora TRAPP-DM 50G (DG-1).	9
4.1.2.2. Desgranadora MT-860 (DG-2)	10

4.1.2.3. Desgranadora de maíz B-330 (DG-3)	12
4.2. Sistemas y partes que componen la desgranadora de maíz	15
4.2.1. Sistema de alimentación	15
4.2.1.1. Tolvas.	15
4.2.1.1.1 Tipos de tolvas.	15
4.2.2. Sistema de deshojado y desgranado	15
4.2.2.1. Cilindro desgranador dentado (Bar escofina).	15
4.2.2.2. Cilindro desgranador con dados desgranadores.	16
4.2.2.3. Diseño de ejes.	17
4.2.2.3.1 Carga estática.	17
4.2.2.3.2 Teoría de la energía de la distorsión (DET).	18
4.2.2.3.3 Teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST).	18
4.2.3. Sistema de separación de grano	18
4.2.3.1. Criba o tamiz	18
4.2.3.1.1 Esfuerzos en cilindros de pared delgada	19
4.2.3.2. Ventiladores	20
4.2.3.2.1 Ventiladores centrífugos.	20
4.2.3.2.2 Campos de acción de los diferentes tipos de ventiladores.	20
4.2.3.2.3 Fuerza de arrastre para el diseño del ventilador	21
4.2.3.2.4 Triángulo de velocidades	22
4.2.3.2.5 Ecuaciones para el diseño de ventiladores	22
4.2.4. Sistema de transmisión de potencia	23
4.2.4.1. Transmisión por bandas trapezoidales o en V	23
4.2.4.1.1 Sección de la banda.	24
4.2.4.2. Relación de transmisión	25
4.2.4.3. Selección de la polea menor.	26
4.2.4.4. Cálculo de la polea mayor.	26
4.2.4.5. Distancia entre centros.	26
4.2.4.6. Longitud de paso de correa.	26
4.2.4.7. Arco de contacto sobre la polea menor.	27
4.2.4.8. Velocidad de la correa.	27
4.2.4.9. Prestación base y prestación adicional por relación de transmisión.	27
4.2.4.10. Potencia efectiva.	27

4.2.4.11. Cantidad de correas.	28
4.3. Fundamentación teórica para el diseño mecánico de la desgranadora de maíz	29
4.3.1. Factor de seguridad	29
4.3.2. Factor de servicio	29
4.3.2.1. Elementos flexibles de transmisión de potencia.	30
4.3.2.1.1 Fuerza tangencial neta y variación de esfuerzos en las correas.	30
4.3.3. Chavetas	31
4.3.3.1. Chavetas planas y cuadradas.	31
4.3.4. Soldadura	33
4.3.4.1. Soldadura de filete.	33
4.3.4.2. Resistencia de las uniones soldadas.	34
4.3.5. Rodamientos	35
4.3.5.1. Unidades de rodamiento.	35
4.3.5.2. Dimensionado de rodamientos.	35
4.3.5.3. Rodamientos solicitados dinámicamente.	36
4.3.5.3.1 Carga dinámica equivalente.	36
4.3.5.3.2 Capacidad de carga dinámica.	37
4.3.5.3.3 Factor de esfuerzos dinámicos.	37
4.3.5.3.4 Factor de velocidad.	38
4.3.5.3.5 Factor de corrección fz .	38
4.4. Experiencias relacionadas con máquinas desgranadoras de maíz	38
4.4.1. Diseño y construcción de una desgranadora de maíz con capacidad de 15 qq/hora	38
4.4.2. Diseño y construcción de una máquina para el proceso de desgranado de maíz de la costa	39
4.4.3. Cálculo y diseño de una máquina desgranadora de maíz para la zona suroccidental de la provincia de Loja	40
5. Metodología	42
5.1. Materiales	42
5.1.1. Recurso humano	42
5.1.2. Recursos bibliográficos	42

5.1.3. Recurso tecnológico _____	42
5.2. Métodos _____	43
5.2.1. Metodología para cumplimiento del primer objetivo específico _____	43
5.2.2. Metodología para cumplimiento del segundo objetivo específico _____	44
5.2.2.1. Determinación de la cantidad de maíz necesario para obtener la producción establecida de 600 kg/hr. _____	45
5.2.2.2. Prueba de funcionamiento de una máquina desgranadora a fin de obtener la velocidad angular adecuada para emplear en el diseño. _____	45
5.2.2.3. Determinación de la longitud del cilindro. _____	45
5.2.2.4. Cálculo de la potencia para desgranar maíz _____	46
5.2.2.5. Determinación del factor de seguridad para el diseño desgranadora de maíz. _____	46
5.2.2.6. Metodología para la selección de rodamientos. _____	47
5.2.3. Metodología para cumplimiento de tercer objetivo específico _____	49
5.2.3.1. Geometría promedio de los fragmentos de tusa. _____	53
6. Resultados _____	54
6.1. Estimación de la producción anual de maíz en el sector “Los Amarillos” _____	54
6.2. Determinación del modelo de desgranadora como referencia de diseño. _____	58
6.2.1. Análisis de alternativas. _____	58
6.3. Descripción de sistemas y partes del modelo de máquina seleccionada. _____	60
6.3.1. Descripción de las funciones principales _____	60
6.3.1.1. Alimentación. _____	60
6.3.1.2. Deshojado y desgranado. _____	61
6.3.1.3. Clasificación del grano. _____	61
6.3.1.4. Transmisión de potencia. _____	61
6.3.1.5. Estructura. _____	61
6.4. Parámetros operacionales de la máquina desgranadora. _____	61
6.4.1. Nivel de producción. _____	63
6.4.2. Consideraciones para el diseño del eje principal de la máquina. _____	63

6.4.2.1. Análisis de los resultados de las pruebas de funcionamiento.	63
6.4.2.2. Estimación de la longitud del cilindro desgranador acoplada a la capacidad de producción.	65
6.4.3. Determinación de la potencia de desgranado.	66
6.4.3.1. Cálculo de la potencia a transmitir (P_t).	67
6.4.3.2. Cálculo de la potencia de diseño (P_d)	67
6.4.4. Selección del motor	68
6.5. Diseño mecánico de la desgranadora de maíz.	68
6.5.1. Diseño de la transmisión de potencia.	68
6.5.1.1. Sección de la correa.	69
6.5.1.2. Relación de transmisión.	69
6.5.1.3. Selección de la polea menor (D_1)	69
6.5.1.4. Selección de la polea mayor (D_2).	70
6.5.1.5. Distancia entre centros (D_{ce}).	70
6.5.1.6. Longitud de paso de correa (L_p).	70
6.5.1.7. Factor de corrección de la longitud de la correa (F_{cl}).	70
6.5.1.8. Ángulo de contacto sobre la polea menor (α).	71
6.5.1.9. Factor de corrección del ángulo de contacto ($F_{c\alpha}$).	71
6.5.1.10. Cálculo de la velocidad de la correa (V_c).	71
6.5.1.11. Prestación base y prestación adicional por relación de transmisión	71
6.5.1.12. Potencia efectiva por correa (P_{ef}).	71
6.5.1.13. Cantidad de correas.	72
6.5.2. Diseño del eje de transmisión.	72
6.5.2.1. Cálculo de la tensión F_1 .	74
6.5.2.2. Cálculo de la tensión F_2 .	75
6.5.2.3. Cálculo de las fuerzas que actúan en la polea.	75
6.5.2.4. Fuerza tangencial en el cilindro desgranador.	76
6.5.2.5. Análisis de cargas en el eje X.	77
6.5.2.6. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el eje X.	77
6.5.2.7. Análisis de las cargas en el eje Y.	78
6.5.2.8. Cálculo del diámetro mínimo del eje.	80
6.5.3. Cálculo del espesor de cilindro e_1 mediante la teoría del esfuerzo cortante.	81

6.5.4. Cálculo del espesor de las cubiertas laterales e2 del cilindro desgranador.	82
6.5.5. Cálculo de rodamientos	84
6.5.5.1. Selección del tipo de rodamiento.	84
6.5.5.2. Factor de esfuerzos dinámicos.	84
6.5.5.3. Cálculo del factor de velocidad.	84
6.5.5.4. Carga dinámica equivalente del rodamiento izquierdo.	85
6.5.5.5. Capacidad de carga dinámica del rodamiento izquierdo.	85
6.5.5.6. Carga dinámica equivalente del rodamiento derecho.	85
6.5.5.7. Capacidad de carga dinámica del rodamiento derecho.	85
a.1.1.1. Vida nominal del rodamiento	86
6.5.5.8. Factor de esfuerzos dinámicos alcanzado	86
6.5.6. Diseño de chaveta de polea.	87
6.5.6.1. Cálculo de la longitud mínima de la chaveta.	87
6.5.7. Cálculo de los elementos desgranadores.	88
6.5.7.1. Cálculo del espesor del elemento desgranador.	89
6.5.7.2. Cálculo de la resistencia de la soldadura.	90
6.5.8. Diseño de criba.	92
6.5.9. Diseño de la tolva.	95
6.5.10. Diseño del ventilador.	95
6.5.10.1. Cálculo de los parámetros en el triángulo de entrada al álabe	100
6.5.10.2. Cálculo de parámetros en el triángulo de salida del álabe.	100
6.5.10.3. Cálculo de la potencia del ventilador.	101
6.5.10.4. Cálculo de chaveta del ventilador	102
6.5.11. Diseño de la estructura o bastidor.	103
6.5.12. Análisis económico	105
6.5.12.1. Materiales	105
6.5.12.2. Mano de obra	106
6.5.12.3. Costo de fabricación	107
7. Discusión	108
8. Conclusiones	111
9. Recomendaciones	112
10. Bibliografía	113

Índice de tablas:

Tabla 1. Características de desgranadoras con motor de combustión interna _____	8
Tabla 2. Ficha técnica de la desgranadora TRAPP-DM 50G _____	9
Tabla 3. Ficha técnica de la desgranadora MT-860 _____	10
Tabla 4. Ficha técnica de la desgranadora B-330 _____	12
Tabla 5. Campo de aplicación de diferentes tipos de ventiladores _____	21
Tabla 6. Secciones de banda en V estándar _____	24
Tabla 7. Propiedades mínimas del metal de aporte _____	34
Tabla 8. Esfuerzos permisibles para metal de aporte _____	34
Tabla 9. Valores de orientación para F_L _____	37
Tabla 10. Factor de corrección para la transmisión instalada. _____	38
Tabla 11. Tabla resumen de los resultados obtenidos _____	58
Tabla 12. Criterios de valoración de las alternativas de diseño _____	59
Tabla 13. Valoración utilizada en la matriz de ponderación _____	59
Tabla 14. Matriz de ponderación _____	59
Tabla 15. Características de las máquinas desgranadoras estudiadas _____	62
Tabla 16. Resultados de pruebas de funcionamiento _____	63
Tabla 17. Información de las máquinas consultadas _____	66
Tabla 18. Resumen de la transmisión calculada _____	72
Tabla 19. Características de los rodamientos seleccionados _____	86
Tabla 20. Dimensiones de chaveta y chavetero _____	87
Tabla 21. Mediciones a los fragmentos de tusa _____	97
Tabla 22. Dimensiones para chaveta del ventilador _____	102
Tabla 23. Materiales para fabricación de la desgranadora de maíz _____	106
Tabla 24. Mano de obra _____	107
Tabla 25. Costo total _____	107
Tabla 26. Mediciones del peso del maíz producido en el sector _____	119
Tabla 27. Características del factor de seguridad A, B y C _____	125
Tabla 28. Características del factor de seguridad D y E _____	125
Tabla 29. Factor de servicio _____	126
Tabla 30. Selección de chavetas _____	127
Tabla 31. Factor f_0 para rodamiento rígidos de bolas _____	128
Tabla 32. Factores radiales y axiales de rodamientos rígidos de bolas _____	129

Tabla 33. Matriz de ponderación para seleccionar el modelo de desgranadora más conveniente _____	130
Tabla 34. Coeficiente de factor de servicio para cálculo de potencia de diseño ____	131
Tabla 35. Diámetro primitivo de las poleas _____	133
Tabla 36. Longitud primitiva nominal _____	134
Tabla 37. Factor de corrección en función de la longitud de correa _____	135
Tabla 38. Factor de corrección en función del ángulo de contacto _____	136
Tabla 39. Prestación base de potencia y prestación adicional de potencia en Hp. ____	137
Tabla 40. Dimensiones de cilindro hueco _____	139
Tabla 41. Dimensiones de planchas comerciales _____	140
Tabla 42. Mediciones realizadas a 50 mazorcas de maíz producido en el sector ____	144
Tabla 43. Propiedades de resistencia de los aceros _____	145
Tabla 44. Densidad del aire a diferentes alturas sobre el nivel del mar _____	147
Tabla 45. Coeficientes de arrastre _____	148

Índice de figuras:

Figura 1. Desgranado de maíz a mano _____	7
Figura 2. Desgranadora de maíz manual _____	7
Figura 3. Desgranadora con motor a combustión _____	8
Figura 4. Desgranadora de maíz TRAPP-DM 50G _____	9
Figura 5. Eje desgranador de la desgranadora TRAPP-DM-50G _____	10
Figura 6. Desgranadora MT-860 _____	11
Figura 7. Sistema desgranador de la desgranadora MT-860 _____	11
Figura 8. Desgranadora B-330 _____	13
Figura 9. Sistema de desgranado de la máquina B-330 _____	14
Figura 10. Tipos de tolvas _____	15
Figura 11. Cilindro desgranador dentado _____	16
Figura 12. Cilindro desgranador con dados desgranadores _____	16
Figura 13. Criba o tamiz _____	19
Figura 14. Diagrama de cuerpo libre, esfuerzo tangencial _____	19
Figura 15. Diagrama de cuerpo libre, esfuerzo longitudinal _____	20
Figura 16. Curvas de eficiencia para ventiladores centrífugos y axiales _____	21

Figura 17. Notación Internacional de triángulos de velocidad a la entrada y salida de los álabes _____	22
Figura 18. Sección transversal de una banda tipo V estándar _____	24
Figura 19. Selección de la sección de la banda _____	24
Figura 20. Esquema de una transmisión por correas abierta _____	25
Figura 21. Correa abierta _____	30
Figura 22. Variación del esfuerzo sobre la correa _____	31
Figura 23. Tipos de chavetas _____	32
Figura 24. Carga sobre chaveta _____	32
Figura 25. Tipos de soldadura de filete _____	33
Figura 26. Rodamiento radial (a), Rodamiento axial (b) _____	35
Figura 27. Tipos de unidades de rodamientos _____	35
Figura 28. Desgranadora de maíz _____	39
Figura 29. Prueba de arranque de maíz _____	40
Figura 30. Esquema del cilindro desgranador _____	41
Figura 31. Metodología para la realización del primer objetivo específico _____	44
Figura 32. Metodología para el desarrollo del segundo objetivo específico _____	49
Figura 33. Metodología para el desarrollo del tercer objetivo _____	50
Figura 34. Productores de maíz del sector _____	54
Figura 35. Superficie destinada a la siembra de maíz _____	55
Figura 36. Producción de maíz _____	56
Figura 37. Producción sugerida _____	57
Figura 38. Método de desgranado _____	57
Figura 39. Sistemas y partes de la máquina seleccionada _____	60
Figura 40. Geometría del elemento desgranador _____	62
Figura 41. Gráfica entre producción y longitud de cilindro _____	65
Figura 42. Gráfica, torque-capacidad de producción _____	66
Figura 43. Curva de potencia del motor de 10 Hp seleccionado _____	69
Figura 44. Diagrama cinemático de la desgranadora _____	72
Figura 45. Diagrama del eje a diseñar _____	73
Figura 46. Diagrama de fuerzas actuantes en el elemento de transmisión _____	74
Figura 47. Componentes de F_1 y F_2 en el plano xy _____	76
Figura 48. Cargas en Dirección X _____	77
Figura 49. Diagrama de esfuerzo cortante en el Eje x (N) _____	78

Figura 50. Diagrama de Momento Flector en el eje x (N.m)	78
Figura 51. Cargas en dirección Y	79
Figura 52. Diagrama de esfuerzo cortante en el eje y (N)	79
Figura 53. Diagrama de momento flector en el eje y (N.m)	80
Figura 54. Cilindro Desgranador	81
Figura 55. Dimensiones de las cubiertas laterales del cilindro desgranador	83
Figura 56. Disposición de los elementos desgranadores	88
Figura 57. Diagrama del elemento desgranador	89
Figura 58. Soldadura en el elemento desgranador	91
Figura 59. Distribución de los elementos desgranadores en el cilindro	91
Figura 60. Diseño de la criba	93
Figura 61. Geometría de la tolva	95
Figura 62. Residuos de tusa y hojas de maíz en el proceso de desgranado	96
Figura 63. Forma promedio de los pedazos de tusa	98
Figura 64. Triángulo de velocidades para álabes rectos	99
Figura 65. Perfil del rodete del ventilador	99
Figura 66. Estructura de la máquina desgranadora	103
Figura 67. Estructura con elementos de acoplamiento	104
Figura 68. Desgranadora de maíz diseñada	105
Figura 69. Maíz producido en el sector	119

Índice de anexos:

Anexo 1. Encuesta	116
Anexo 2. Hojas de encuesta aplicadas	117
Anexo 3. Desgranadoras de maíz	118
Anexo 4. Cálculo de la cantidad de maíz necesario para obtener la producción establecida de 600 kg/hr.	119
Anexo 5. Segunda prueba de funcionamiento	120
Anexo 6. Tercera prueba de funcionamiento	121
Anexo 7. Cuarta prueba de funcionamiento	122
Anexo 8. Quinta prueba de funcionamiento	123
Anexo 9. Componentes de la desgranadora de maíz seleccionada como referencia de diseño	124

Anexo 10. Características del factor de seguridad _____	125
Anexo 11. Factor de servicio según tipo el tipo de máquina _____	126
Anexo 12. Chavetas _____	127
Anexo 13. Factores para rodamientos rígidos de bolas _____	128
Anexo 14. Factores radiales y axiales para rodamientos rígidos de bolas _____	129
Anexo 15. Modelo de matriz de ponderación _____	130
Anexo 16. Factores de servicio _____	131
Anexo 17. Catálogo de motores Briggs & Stratton _____	132
Anexo 18. Diámetro primitivo de poleas _____	133
Anexo 19. Longitud primitiva de correas _____	134
Anexo 20. Factores de corrección según la longitud de correa _____	135
Anexo 21. Factor de corrección según el ángulo de contacto _____	136
Anexo 22. Prestación base y prestación adicional de potencia para correas trapezoidales _____	137
Anexo 23. Características del acero AISI 1018 _____	138
Anexo 24. Dimensiones comerciales de la tubería cédula 40 _____	139
Anexo 25. Dimensiones de planchas comerciales _____	140
Anexo 26. Tipos de rodamientos y sus características. _____	141
Anexo 27. Rodamientos rígidos de bolas _____	142
Anexo 28. Unidad de rodamiento _____	142
Anexo 29. Fotografías al trabajo de medición a las muestras de maíz _____	143
Anexo 30. Mediciones del maíz producido en el sector _____	144
Anexo 31. Resistencia de los aceros _____	145
Anexo 32. Fotografías de mediciones realizadas a residuos durante el desgranado de maíz _____	146
Anexo 33. Densidad del aire _____	147
Anexo 34. Coeficiente de arraste _____	148
Anexo 35. Evidencia fotográfica de consulta pecios de los materiales determinados para la fabricación de la desgranadora de maíz. _____	149
Anexo 36. Proforma del costo de mano de obra para fabricación de la máquina desgranadora diseñada. _____	150
Anexo 37. Precio de desgranadoras de alta capacidad _____	151
Anexo 38. Características de desgranadora DGM50 _____	152
Anexo 39. Propiedades físicas de la desgranadora _____	153

Anexo 40. Planos mecánicos de la máquina deshojadora y desgranadora de maíz	154
Anexo 41. Certificación de la traducción del resumen	155

Simbología

Símbolo	Descripción	Unidades
C_{PR}	Capacidad de producción	qq/hr
P_m	Potencia para desgranar el maíz	Hp
P_t	Potencia a transmitir	Hp
P_d	Potencia de diseño	Hp
i	Relación de transmisión	Adimensional
D_1	Diámetro de la polea menor	mm
D_2	Diámetro de la polea mayor	mm
D_c	Distancia entre centros	mm
L_p	Longitud de paso de correa	mm
F_{cl}	Factor de corrección de longitud de correa	Adimensional
α	Ángulo de contacto sobre la polea menor	° (Grados)
F_{ca}	Factor de corrección por ángulo de contacto	Adimensional
V_c	Velocidad de correa	m/s
P_b	Prestación base de potencia	Hp
P_{AP}	Prestación adicional de potencia	Hp
P_{ef}	Potencia efectiva por correa	Hp
$\#C$	Cantidad de correas	Correas
η	Rendimiento de la transmisión de potencia	Adimensional
F_1	Fuerza en el ramal tirante	N
F_1	Fuerza en el ramal flojo	N
F_{tn}	Fuerza tangencial	N
F_{tnx}	Fuerza tangencial en el eje X	N
F_{tny}	Fuerza tangencial en el eje Y	N
R_{IX}	Reacción en el rodamiento izquierdo en el eje X	N
R_{IY}	Reacción en el rodamiento izquierdo en el eje Y	N
R_{DX}	Reacción en el rodamiento derecho en el eje X	N
R_{DY}	Reacción en el rodamiento derecho en el eje Y	N
σ_{correa}	Esfuerzo permisible en correa de caucho	Pa
A_{correa}	Área de sección de correa	m
γ	Peso específico de correas de caucho	N/m ³
g	Gravedad	m/s ²
w'	Peso por unidad de metro de correa	N/m
F_{px}	Fuerza de polea en el eje X	N
F_{py}	Fuerza de polea en el eje Y	N
M_t	Momento torsor	N.m
M_R	Momento resultante	N.m

MRX	Momento resultante en el eje X	N.m
MRY	Momento resultante en el eje Y	N.m
D_{eje}	Diámetro del eje	m
e₁	Espesor del cilindro desgranador	mm
σ_{flu}	Esfuerzo a la fluencia del acero ASTM A53	Pa
τ_{cc}	Esfuerzo cortante en el cilindro desgranador	Pa
τ_{adm c}	Esfuerzo cortante admisible en el cilindro	Pa
r_{ex}	Radio exterior del cilindro	m
r_{in}	Radio interior del cilindro	m
J	Momento polar de inercia en el cilindro	m ⁴
l_{cil}	Longitud del cilindro desgranador	cm
e₂	Espesor de las cubiertas laterales del cilindro	m
τ_{cl}	Esfuerzo cortante en las cubiertas laterales	Pa
τ_{adm c}	Esfuerzo cortante admisible en las cubiertas laterales	Pa
τ_{máx cl}	Esfuerzo máximo en las cubiertas laterales	Pa
f_i	Factor de esfuerzos dinámicos	Adimensional
f_n	Factor de velocidad	Adimensional
F_{RI}	Fuerza resultante en el rodamiento izquierdo	N
F_{RD}	Fuerza resultante en el rodamiento derecho	N
P_I	Carga dinámica en el rodamiento izquierdo	N
f_z	Factor de seguridad debido a precargas y golpes	Adimensional
C_I	Capacidad de carga dinámica en el rodamiento izquierdo	N
P_D	Carga dinámica en el rodamiento derecho	N
C_D	Capacidad de carga dinámica en el rodamiento derecho	N
LR	Vida nominal del rodamiento	Revoluciones
L_h	Vida nominal del rodamiento	Horas
σ_{ch}	Esfuerzo admisible en la chaveta de la polea	Pa
L_{ch}	Longitud de chaveta de polea	m
b	Ancho de elemento desgranador	m
c	Distancia a la línea neutra en elemento desgranador	m
F_{ts}	Fuerza tangencial en la soldadura del elemento desgranador	N
τ_s	Esfuerzo cortante en soldadura	Pa
h_s	Ancho de cordón de soldadura	m
σ_{adm c}	Esfuerzo admisible para el material de la criba	Pa
p	Presión generada en la pared de la criba	Pa
r_{cin}	Radio interior de la criba	m
r_{agujero}	Radio de agujeros en la criba	m

t_c	Espesor de la criba	m
F_D	Fuerza de arrastre	N
W_{tusa}	Peso de la tusa de maíz	N
m_{tusa}	Masa de la tusa de maíz	kg
ρ_{aire}	Densidad del aire	kg/m ³
A_T	Área del fragmento de tusa	m ²
$C_{arrastre}$	Coefficiente de arrastre	Adimensional
V_e	Velocidad de entrada en el ventilador	m/s
C_1	Componente de velocidad absoluta a la entrada	m/s
C_{1m}	Componente meridional a la entrada	m/s
U_1	Velocidad absoluta a la entrada	m/s
W_1	Velocidad relativa en la entrada	m/s
U_2	Velocidad absoluta a la salida	m/s
W_2	Velocidad relativa a la salida	m/s
C_2	Componente de velocidad absoluta a la salida	m/s
C_{2u}	Componente de velocidad periférica a la salida	m/s
ΔP_{tot}	Diferencia de presión total	Pa
Q_v	Caudal de aire en el ventilador	m ³ /s
P_v	Potencia del ventilador	W
M_{TV}	Momento torsor en el ventilador	Nm
L_{ch2}	Longitud de chaveta del ventilador	m

1. Título

Diseño de una máquina deshojadora y desgranadora de maíz para pequeños productores del sector “Los Amarillos” del cantón Piñas

2. Resumen

El presente trabajo trata sobre el diseño de una máquina deshojadora y desgranadora de maíz, el tipo de máquina propuesto consta de un eje principal, donde se incorporan elementos como; cilindro desgranador horizontal con elementos desgranadores dispuestos de manera que forman un recorrido en espiral, los cuales por efecto de impacto y fricción realizan el deshojado y desgranado del maíz, al final del eje se colocó un ventilador para la expulsión de los residuos generados durante el desgranado, la alimentación es manual a través de una tolva, el accionamiento es a través de un motor de combustión interna, con una potencia de 10 Hp, para lo cual se emplea un sistema de transmisión de potencia mediante correas trapezoidales. La capacidad de producción se la obtuvo de un análisis de campo, sobre la producción promedio del sector “Los Amarillos” del cantón Piñas, donde resalta un promedio aproximado de 158 qq/ha y de un total de 41 familias que se dedican a esta labor. Ya dentro del diseño fue necesario realizar ensayos para estimar la potencia de desgranado, la velocidad del aire para la expulsión de la panga de maíz, así mismo en base al tipo de máquina se definió la frecuencia de giro para el correcto desgranado del producto, con dicha información se plantea un modelo general de máquina, donde se calculó el diámetro de eje, se estimó la longitud y diámetro de cilindro desgranador, de igual forma se determinó la geometría de los elementos desgranadores, se realizó el diseño del ventilador, entre otros. Del mismo modo se realizó la selección de rodamientos y el cálculo de chavetas. Finalmente, la propuesta consta de planos técnicos al igual que una valoración económica, ajustado a los materiales y procesos de construcción de la localidad.

2.1.1. Abstrac

This paper is about the design of a corn leaf and grain stripping machine. The proposed machine consists of a main shaft, which incorporates elements such as a horizontal grain stripping cylinder with stripping elements arranged in a spiral path. These elements perform the corn stripping through impact and friction. At the end of the shaft, a fan is installed to expel the residues generated during the stripping process. The feeding is done manually through a hopper, and the power is provided by an internal combustion engine with a power of 10 Hp, which is transmitted by a belt drive system. The production capacity was obtained from a field analysis of the average production at "Los Amarillos" in Piñas canton, which highlights an average production of approximately 158 qq/ha from a total of 41 families engaged in this activity. In the design process, tests were necessary to estimate the stripping power, the air velocity for the expulsion of the corn cob, and the rotation frequency for the correct stripping of the product. With this information, a general model of the machine was proposed, where the shaft diameter was calculated, and the length and diameter of the stripping cylinder were estimated. Likewise, the geometry of the stripping elements and the design of the fan were determined. In the same way, key calculations were also made. Finally, the proposal includes technical plans as well as an economic assessment adjusted to the materials and construction processes of the locality.

Keywords: Corn leaf, grain stripping machine, machine design.

3. Introducción

En la provincia de El Oro, especialmente en los cantones fronterizos con la provincia de Loja; Piñas, Chaguarpamba, Balsas, entre otros, tienen un nivel considerable de producción de maíz, según el Instituto Ecuatoriano de Estadísticas y Censos (INEC, 2022), en la provincia de El Oro se dedican 3 250 hectáreas de terreno para el cultivo de maíz, por lo que en las zonas mencionadas la mayoría de los habitantes se dedican a esta actividad agrícola, desde la fase de siembra hasta el desgranado, sin embargo los equipos necesarios para procesarlo, no se acoplan a los niveles de producción de los pequeños productores de dichas zonas, ya que como grupo productivo representan un gran nivel, sin embargo como grupos familiares, las máquinas disponibles en el mercado están sobredimensionadas, por lo que sus costos elevados repercuten en que estas familias no las puedan adquirir, es por ello que surge la necesidad de crear un diseño que se ajuste a sus necesidades reales.

El presente trabajo, se enfoca en el pequeño productor, al proponer un diseño de máquina que contribuya a facilitar el procesamiento del maíz de las familias del sector “Los Amarillos”, para ello primero se propone la realización de una encuesta, con la finalidad de definir los niveles de producción del sector, seguido, se define un tipo de máquina que se ajuste a los niveles antes establecidos y de las características que el productor requiere, para luego en base a criterios de diseño conceptual y detallado, ir definiendo los diferentes componentes, sistemas e ir seleccionando según corresponda.

Ya en el desarrollo del trabajo de titulación, la primera parte se concentra en el marco teórico, enfocándose en puntos principales como; los diferentes procesos de desgranado de maíz, al igual que el análisis de diferentes tipos de máquinas, su nivel productivo, dimensiones, costos entre otras características, de igual manera se presenta la descripción de los diferentes sistemas y partes que componen este tipo de maquinaria, al igual que la fundamentación para el dimensionamiento y selección de las diferentes partes al igual que las diferentes nociones de diseño mecánico que contribuyen a la ejecución de la investigación.

La segunda parte del proyecto, trata sobre los materiales y la metodología que se ha utilizado para poder lograr los objetivos planteados. Los pasos a seguir se los presenta de manera ordenada y detallada de los cuales se pueden mencionar; encuesta, ensayos realizados, recolección de información de diferentes máquinas entre otras, los cuales han permitido conceptualizar y proponer el principio de funcionamiento de la máquina.

Seguidamente en la tercera parte de la investigación se exponen los diferentes resultados obtenidos, iniciando con la obtención de los niveles de producción a través de la encuesta realizada, seguido de la obtención del tipo de máquina definida como referencia de diseño, para posteriormente ir dimensionando las partes de los diferentes sistemas como; el sistema de alimentación, sistema de deshojado y desgranado, sistema de separación del grano, sistema de transmisión de potencia y la estructura encargada de soportar los diferentes mecanismos y elementos. En los casos donde no se logró obtener metodología para calcular, se optó por la realización de ensayos y pruebas de campo que faciliten la obtención de la información requerida.

Finalmente, luego de la obtención del diseño se expone la discusión, seguido de las conclusiones, y las respectivas recomendaciones sobre la totalidad del proceso de investigación realizado.

3.1.1. Objetivos

3.1.1.1. Objetivo general

- Diseñar una máquina desgranadora de maíz que se ajuste a los niveles de producción de las familias del sector.

3.1.1.2. Objetivos específicos

- Definir qué clase de máquina desgranadora de maíz se ajusta a los requerimientos de los pequeños productores del sector.
- Obtener los parámetros operacionales del tipo de máquina definido.
- Realizar el diseño mecánico de la máquina.

4. Marco teórico

4.1. Procesos de desgranado y tipos de máquinas desgranadoras de maíz

4.1.1. *Procesos de desgranado de maíz*

4.1.1.1. El maíz.

El maíz amarillo duro en Ecuador, es uno de los productos agrícolas más importantes en la economía debido a la cantidad de terreno destinados a su cultivo. Constituye la principal materia prima para la elaboración de alimentos concentrados destinados a la industria animal (Instituto Nacional de Investigaciones Agropecuarias (INIAP, 2014)).

El descascarillado o desgranado de maíz es una actividad importante después de la cosecha, que se refiere a la extracción del grano de maíz de la mazorca, para este ser utilizado como semilla, preparar el valor añadido, mejorar la manipulación y el almacenamiento.

Según Amare, et al. (2017), manifiesta que el descascarillado de maíz es difícil cuando el contenido de humedad es superior al 25%, ya que con este contenido de humedad la eficiencia del desgranado es muy pobre con una elevada energía operativa y causando daños mecánicos a la semilla. También manifiesta que el desgranado es más eficiente cuando el grano se ha secado adecuadamente hasta un contenido de humedad de entre 13% y 14%.

Ricaldi Torres (2020), también manifiesta que una vez que se ha controlado que la humedad ha bajado de un 14% a 15% aproximadamente se puede iniciar la operación de desgrane, el cual se puede elegir el método de desgrane, puede efectuarse mediante varias técnicas.

Algunas de estas técnicas se describen a continuación:

4.1.1.1.1 *Desgranado a mano.*

Según Pinta Bustamante (2020), el método más sencillo de desgrane a la vez más tradicional, este método consiste en la utilización de los pulgares de las manos, los mismos que ejercen presión sobre los granos para desprender los granos de la tusa o zulo, (ver **Figura 1**).

Aproximadamente la cantidad de maíz desgranado por una persona equivale aproximadamente a 9 kg por hora. Con este método el grano no recibe ningún daño, además la precisión es alta y se puede separar los granos dañados que contiene la mazorca,

ya sea por descomposición natural o por presencia de insectos en los mismos (Ureña Espin & Villavicencio Calle, 2012).



Figura 1. Desgranado de maíz a mano

Fuente: Tomado de www.shutterstock.com

4.1.1.2. Desgranado con máquinas manuales.

A lo largo del tiempo, se ha tratado de mejorar los procedimientos para realizar el proceso de desgranado con algunas máquinas manuales, sin embargo, estas máquinas tienen deficiencias en lo que respecta a la producción en grandes cantidades (Ricaldi Torres, 2020).

En la **Figura 2**, se puede observar una máquina que funciona en todos los tamaños y formas, con tensor de resorte para una alimentación suave y consistente. La manivela se la puede girar con extrema facilidad, la tasa de producción es más o menos 10 segundos por cada mazorca de maíz. El diseño de la cascara de maíz expulsa automáticamente las mazorcas de maíz hacia un lado y evitar que caigan en el grano.



Figura 2. Desgranadora de maíz manual

Fuente: Tomado de <http://larevista.aqpsoluciones.com/>

4.1.1.3. Desgranado con máquinas accionadas con motor.

Las desgranadoras accionadas mediante motores de combustión (ver **Figura 3**), son máquinas desarrolladas para realizar la actividad de desgranado más rápido y empleando menos mano de obra, están compuestas por diferentes partes, una tolva que

conduce las mazorcas de maíz hacia el interior de ella para que el eje desgranador el cual es accionado mediante el motor ejecute la acción de desgranado, además consta de una transmisión de potencia, la cual es comúnmente por poleas y bandas, también constan de un sistema limpieza mediante un ventilador y otro sistema de cribado y recolección del grano.

Las desgranadoras de combustión interna deben su nombre al sistema que utilizan para operar, su construcción es robusta, ya que se diseñan para el trabajo rudo, generalmente se construyen de laminas de acero al carbón y su estructura en perfil o ángulo. Este tipo de desgranadoras tienen en general las características que se muestran en la **Tabla 1**.

Tabla 1. Características de desgranadoras con motor de combustión interna

<i>Potencia requerida en Hp</i>	<i>Velocidad del rotor en rpm</i>	<i>Rendimiento aproximado en kg/hr</i>
3	350-450	800
4	650-750	1500
8	650-750	3500
12-16	650-750	5500

Fuente: (Barajas Mendoza et al. 2007)



Figura 3. Desgranadora con motor a combustión

Fuente: Tomado de www.ocompra.com

4.1.2. Tipos de desgranadoras de maíz

Actualmente existen diversos tipos de modelos de máquinas desgranadoras de maíz, a continuación, se detallan las características de tres tipos diferentes de máquinas, las cuales cumplen con las funciones principales de deshojar y desgranar el maíz en una sola operación, estas máquinas han sido designadas con la abreviatura (DG), para su posterior identificación.

4.1.2.1. Desgranadora TRAPP-DM 50G (DG-1).

La máquina desgranadora presentada en la **Figura 4**, es una combinación de deshojadora, desgranadora y limpiadora de maíz en una sola operación. Esta máquina presenta las características técnicas detalladas en la **Tabla 2**.

Tabla 2. Ficha técnica de la desgranadora TRAPP-DM 50G

<i>Modelo</i>	<i>DM-10</i>
Producción de maíz desgranado	300-600 kg/hora
Revoluciones del rotor	1500 rpm
Potencia requerida motor estacionario	3.5 HP
Dimensiones (Largo, ancho, altura)	620mm*450mm*1140mm
Peso sin motor	57 kg
Precio aproximado (no incluye motor)	890 USD

Fuente: (TRAPP, 2014)



Figura 4. Desgranadora de maíz TRAPP-DM 50G

Fuente: (TRAPP, 2014)

Su funcionamiento se basa en introducir las mazorcas de maíz seco ya sea con hoja o sin esta, verticalmente en el sistema de alimentación, las mazorcas deben entrar de manera continua y uniforme, al entrar estas a la cámara de desgranado, el denominado eje desgranador **Figura 5**, que cuenta con elementos de acero soldados en su superficie, se encarga de realizar el trabajo de deshojado y desgranado del maíz destrozando la tusa del maíz.

El maíz desgranado en el interior de la máquina es separado de los desechos, mediante una criba o tamiz, el cual es recogido al salir por el canal de salida de maíz, mientras que los desechos como hojas y tusas son expulsados al exterior, por efecto de un ventilador centrífugo diseñado para la limpieza del grano.

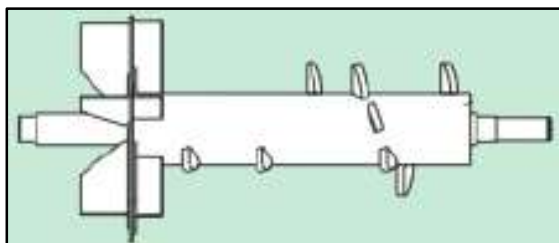


Figura 5. Eje desgranador de la desgranadora TRAPP-DM-50G

Fuente: (TRAPP, 2014)

Elementos principales

- Tolva de alimentación
- Sistema de transmisión de potencia
- Canal de salida de desechos
- Salida del maíz desgranado
- Cilindro desgranador
- Ventilador
- Rodamientos y chumaceras
- Criba

4.1.2.2. Desgranadora MT-860 (DG-2)

El tipo de desgranadora presentada en la **Figura 6**, realiza los trabajos de deshojar y desgranar el maíz, tiene un diseño versátil y liviano esencial para su fácil traslado. En la **Tabla 3**, se describen las características técnicas que la diferencian del modelo DG-1, como son; producción, potencia, peso, entre otros.

Tabla 3. Ficha técnica de la desgranadora MT-860

<i>Modelo</i>	<i>MT-860</i>
Producción de maíz desgranado	1000 kg/hora
Revoluciones del rotor	1000 rpm
Potencia requerida motor estacionario	7,5 HP
Dimensiones (Largo, ancho, altura)	1150mm*800mm*1200mm
Peso sin motor	90 kg
Precio aproximado (no incluye motor)	1150 USD

Fuente: (Alibaba, s.f.)

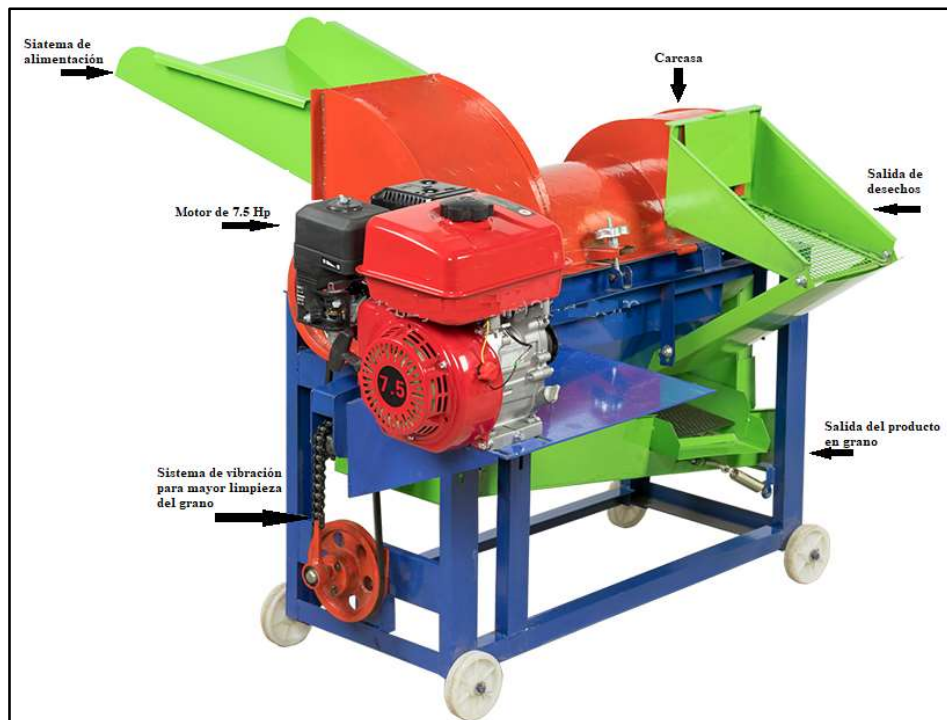


Figura 6. Desgranadora MT-860

Fuente: Tomado de (Alibaba, s.f.)

El funcionamiento de la desgranadora MT-860, consiste en alimentar la máquina con el producto a desgranar de manera continua por el sistema de alimentación, la capacidad de producción depende del buen trabajo de alimentación de la máquina, en el interior se encuentra instalado el sistema de desgranado, (ver **Figura 7**), el cual, mediante el movimiento giratorio proporcionado por el motor de combustión, deshoja y desgrana el maíz.

El producto desgranado, es tamizado inicialmente por una criba instalada alrededor del eje desgranador, posteriormente es depositado en una segunda criba la cual cuenta con un sistema de vibración, que proporciona mayor porcentaje de limpieza en el producto final.

Esta máquina expulsa los desechos sin el aporte de un ventilador por lo que estos son expulsados cerca de la máquina.

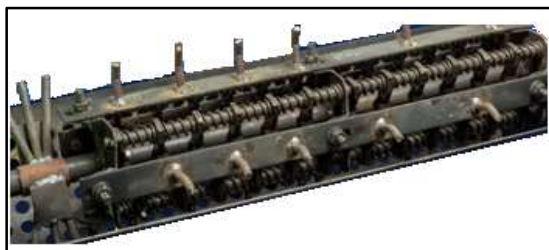


Figura 7. Sistema desgranador de la desgranadora MT-860

Fuente: Tomado de (Alibaba, s.f.)

Elementos principales

- Sistema de alimentación
- Sistema desgranador
- Sistema de transmisión de potencia por correas
- Rodamientos y unidades de rodamientos
- Salida de desechos
- Salida de maíz desgranado
- Criba
- Sistema de vibración
- Bastidor

4.1.2.3. Desgranadora de maíz B-330 (DG-3)

La desgranadora B-330 (ver **Figura 8**), es una máquina que presenta un diseño que facilita el mantenimiento ya que se la puede abrir más fácilmente la carcasa que recubre al eje desgranador, también presenta un mayor control de la salida del maíz, ya que presenta dos canales divididos los cuales se los puede obstruir para evitar que se derrame el grano al realizar el cambio de recipiente, en la **Tabla 4**, se detallan más características de esta máquina que son de importancia para ser considerada en este proyecto.

Tabla 4. Ficha técnica de la desgranadora B-330

<i>Modelo</i>	<i>B-330</i>
Producción de maíz desgranado	1500 a 1800 kg/hora
Revoluciones del rotor	1450 a 1500 rpm
Potencia requerida motor estacionario	10 HP
Dimensiones (Largo, ancho, altura)	1340mm*680mm*1330mm
Peso sin motor	130 kg
Precio aproximado (no incluye motor)	1250 USD

Fuente: (MAQTRON, 2016)

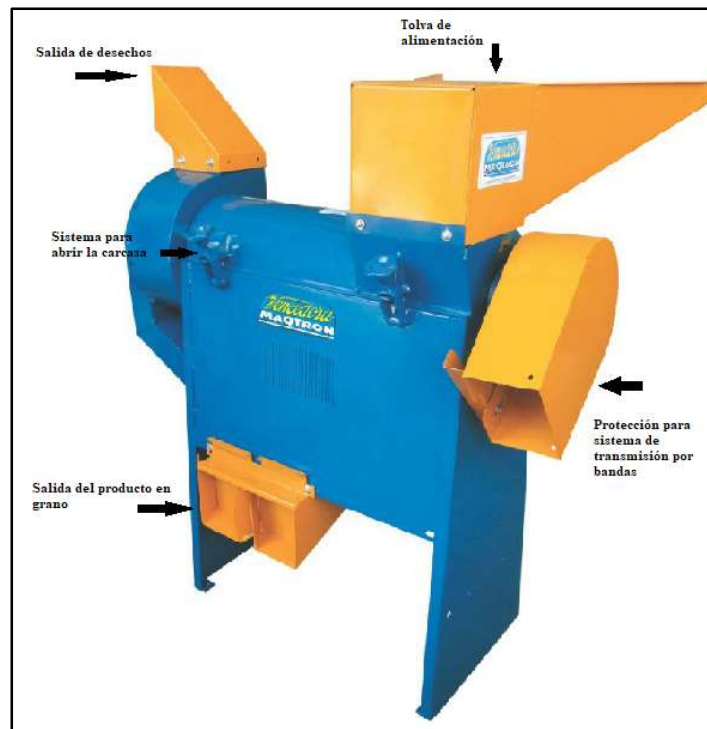


Figura 8. Desgranadora B-330

Fuente: (MAQTRON, 2016)

El funcionamiento consiste en introducir las mazorcas de maíz por la tolva de alimentación, en el interior de la máquina se encuentra instalado el cilindro desgranador, (ver **Figura 9**), compuesto por elementos soldados en su superficie que efectúan el trabajo de deshojar y desgranar el maíz.

Esta máquina consta de un sistema de transmisión de potencia de bandas trapezoidales, así mismo el producto desgranado es separado por una criba, y direccionado hacia la salida de la máquina para posteriormente ser recogido por el dueño del producto. Los desechos como hojas y tusas son desechados, mediante el funcionamiento de un ventilador centrífugo adicionado al final del cilindro desgranador.

Elementos principales:

- Tolva de alimentación
- Eje desgranador
- Sistema de transmisión por bandas
- Bastidor
- Salidas para recolección del producto desgranado
- Salida de desechos
- Ventilador
- Rodamientos y unidades de rodamientos
- Criba

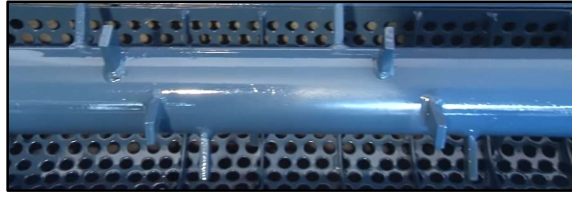


Figura 9. Sistema de desgranado de la máquina B-330

Fuente: (MAQTRON, 2016)

4.2. Sistemas y partes que componen la desgranadora de maíz

4.2.1. Sistema de alimentación

4.2.1.1. Tolvas.

Son elementos que componen cierto tipo de máquinas, cuyo fin es almacenar y canalizar materiales permitiendo que su contenido pase a otro lugar. Generalmente son de forma cónica y siempre es de paredes inclinadas como las de un cono, de tal forma que la carga se efectúa por la parte superior y la descarga la realiza por una salida o compuerta inferior.

4.2.1.1.1 Tipos de tolvas.

Existen diferentes tipos de tolvas, las cuales se emplean de acuerdo a su aplicación y necesidades, en la **Figura 10** se muestran algunos tipos de tolvas comúnmente empleadas.

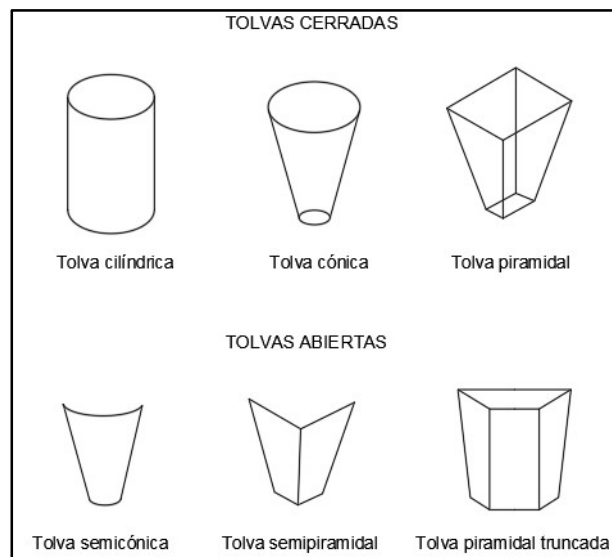


Figura 10. Tipos de tolvas

Fuente: (Ureña Espin & Villavicencio Calle, 2012)

Ureña Espin & Villavicencio Calle (2012), manifiesta que para un tipo de desgrane continuo se recomienda utilizar tolvas abiertas con doble inclinación.

4.2.2. Sistema de deshojado y desgranado

4.2.2.1. Cilindro desgranador dentado (Bar escofina).

Raspador desgranador bar (ver **Figura 11**), que es una bombardera abierta de tambor con cuatro frentes, batidores dispuestos en la posición opuesta, marcos de hierro fundido en el eje. Cada barra escofina se adjunta con 175 dientes de metal. La parte cóncava que se encuentra bajo el bombardeo del tambor es de chapa de acero curvada con agujeros perforados elípticos. Los flujos mixtos de material en el tamiz de agitación en el

cóncavo, ocasiona la separación de la mazorca y el grano quebrado. El grano que pasa por el tamiz de peldaño con el fin de separar los desechos por aspirador. Hay dos agujeros en cada uno de las paredes laterales del ventilador para ajustar la tasa de flujo de aire. Limpian los granos al caer a través del enchufe principal de la colección (Romero, 2016).

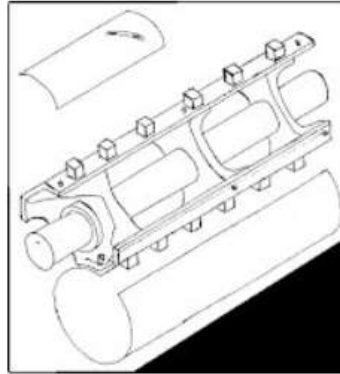


Figura 11. Cilindro desgranador dentado

Fuente: (Romero, 2016)

4.2.2.2. Cilindro desgranador con dados desgranadores.

Las desgranadoras accionadas mediante motores, tienen un sistema de cilindro desgranadores rotativos (**Figura 12**), provistos de dientes de espiga de metal en forma de espiral.

De acuerdo a lo mencionado en la tesis de Cholca & Mantilla (2015), el cilindro desgranador cumple la función de contener todos los dados desgranadores los cuales estarán soldados. Por razones de ubicación los dados deben formar un recorrido en espiral alrededor del cilindro para proporcionar un rápido desgrane y transportación de expulsión de la tusa al exterior, para lo cual deben estar colocados en tres hileras para no producir atascamiento ni roturas de la mazorca.

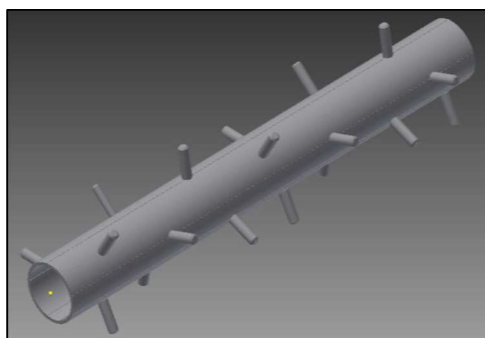


Figura 12. Cilindro desgranador con dados desgranadores

Fuente: (Cholca & Mantilla, 2015)

Pérez Silva, et al. (2017), indicaron que la distancia entre dados debe ser el promedio de tamaño y diámetro de mazorcas. Así mismo mencionan que para la

colocación de los dados a lo largo del cilindro se lo realiza de forma equitativa en cada hilera de acuerdo a la **Ecuación 1**.

$$\#Datos = \frac{l_c}{d_c} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde

l_c = Longitud del cilindro desgranador

d_c = Distancia entre centros de los dados

4.2.2.3. Diseño de ejes.

Consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar rigidez y resistencia satisfactoria cuando el eje transmite potencia en diferentes condiciones de carga y operación (Hall et al. 1971).

4.2.2.3.1 Carga estática.

Una carga estática produce tensión o compresión axial, una carga cortante, una carga de flexión, una carga torsional o cualquier combinación de estas. Para que se considere estática, la carga no puede cambiar de ninguna manera (Budynas & Nisbett, 2012).

Fórmulas básicas de esfuerzos tomadas de (Pytel & Singer, 1994):

Esfuerzo normal

$$\sigma_n = \frac{F_N}{A} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

F_N = Fuerza axial que puede ser de tracción o compresión [N]

A = Área transversal [m²]

Esfuerzo flector

$$\sigma_f = \frac{M_T * c}{I} = \frac{M_T}{S} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

M_T = Momento torsor

c = Distancia a la línea neutra

I = Momento de inercia

S = Módulo de resistencia de la forma de la sección transversal

Esfuerzo torsor

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{M_T * r}{J} \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde:

J = Momento polar de inercia.

r = Radio del eje

4.2.2.3.2 Teoría de la energía de la distorsión (DET).

También denominada teoría de la energía de deformación máxima, predice que la falla por fluencia, ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material (Budynas & Nisbett, 2012).

Esta teoría predice el diámetro más pequeño donde la falla empezara a ocurrir con la **Ecuación 5**.

$$D_{eje} = \left(\frac{(32 * n_s)}{\pi * S_y} * \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} * T^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde:

n_s = Factor de seguridad

S_y = Resistencia a la fluencia del material del eje

M = Momento interno resultante

T = Par de torsión generado en el eje

4.2.2.3.3 Teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST).

Esta teoría también denominada, criterio de Tresca, indica que los metales se deforman bajo cortantes en todas las circunstancias y que el cortante se localiza en planos bien definidos, la cual establece, que una parte sujeta a cualquier combinación de cargas fallará por fluencia o fractura cuando el esfuerzo cortante máximo exceda el valor crítico Hamrock et al. (2000).

Para determinar el diámetro mínimo donde ocurrirá la falla, empleando esta teoría, se emplea la **Ecuación 6**:

$$D_{eje} = \left(\frac{(32 * n_s)}{\pi * S_y} * \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 6}$$

4.2.3. Sistema de separación de grano

4.2.3.1. Criba o tamiz

La criba o tamiz (ver **Figura 13**), es la cámara perforada que recubre en su totalidad al cilindro desgranador que cumple la función de pre limpiado del maíz desgranado para luego ser recogido (Cholca & Mantilla, 2015).

El diseño de la criba se lo realiza en función del volumen de producción, tamaño y diámetro del maíz, altura de las placas desgranadoras y del diámetro y longitud de la mazorca.

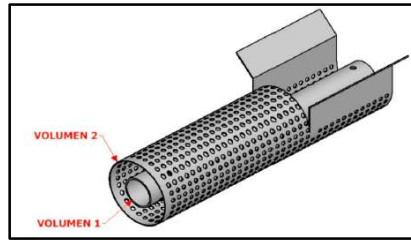


Figura 13. Criba o tamiz

Fuente: (Pérez Silva et al., 2017)

4.2.3.1.1 Esfuerzos en cilindros de pared delgada

Los esfuerzos en cilindros de pared delgada se obtienen aplicando las condiciones de equilibrio al diagrama de cuerpo libre correspondiente a la pared del cilindro separada por sección longitudinal o una transversal, según el esfuerzo a determinar sea circunferencial o longitudinal (Pytel & Singer, 1994).

Generalmente pared delgada se refiere a un recipiente que tiene una relación del radio interior sobre el espesor de la pared con un valor de 10 o mas ($r/t \geq 10$).

Según, los autores (Beer et al. 2010), mencionan en su libro que para calcular los esfuerzos tangenciales se utiliza la **Ecuación 7**, deducida a partir de la **Figura 14**,

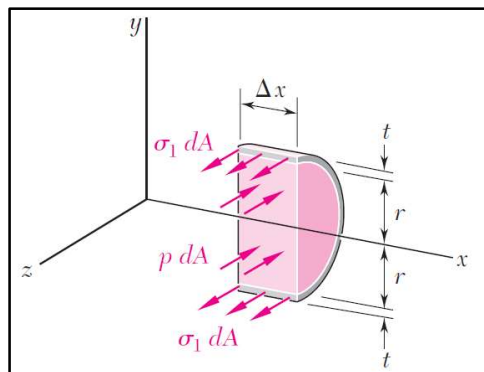


Figura 14. Diagrama de cuerpo libre, esfuerzo tangencial

Fuente:(Beer et al., 2010)

$$\sigma_1 = \frac{p * r_{cin}}{t_c}$$

Ecuación 7

Donde:

p = Presión ejercida a la pared

r_{cin} = Radio interior del cilindro

t_c = Espesor del cilindro

Para determinar el valor de esfuerzo longitudinal se deduce la **Ecuación 8** en base al diagrama de cuerpo libre presentado en la **Figura 15**.

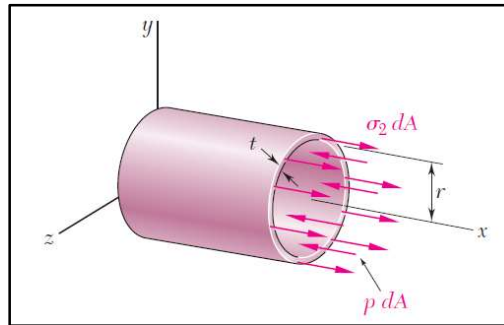


Figura 15. Diagrama de cuerpo libre, esfuerzo longitudinal

Fuente: (Beer et al., 2010)

$$\sigma_2 = \frac{p * r_{cin}}{2t_c}$$

Ecuación 8

4.2.3.2. Ventiladores

Los ventiladores normalmente se clasifican como axiales, en los que el aire se mueve paralelo al eje de rotación, o centrífugos, en los que el aire se mueve perpendicular al eje (Greene, 1992).

4.2.3.2.1 Ventiladores centrífugos.

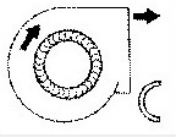
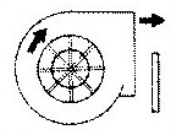
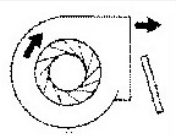
Los ventiladores centrífugos son aquellos en los cuales el flujo de aire cambia su dirección en un ángulo de 90°, entre la entrada y salida. Se suelen clasificar según la forma de las palas o alavés del rotor.

El principio de operación de un ventilador centrífugo, es muy similar al de una bomba centrífuga. La presión desarrollada por un ventilador proviene de dos fuentes: una es la fuerza centrífuga debida a la rotación de volumen de gas encerrado en una carcasa y la otra es la velocidad impartida al gas por medio de las aspas que se convierte parcialmente en presión debido a la forma de la carcasa (Power, 2013).

4.2.3.2.2 Campos de acción de los diferentes tipos de ventiladores.

Los ventiladores centrífugos, según el diseño de sus álabes tienen distintas aplicaciones en la **Tabla 5**, se especifican algunos diseños y su campo de acción.

Tabla 5. Campo de aplicación de diferentes tipos de ventiladores

VENTILADOR	DESCRIPCION	APLICACION
 CURVADAS HACIA ADELANTE	Rotor con palas curvadas hacia adelante, apto para caudales altos y bajas presiones. No es autolimitante de potencia. Para un mismo caudal y un mismo diámetro de rotor gira a menos vueltas con menor nivel sonoro.	Se utiliza en instalaciones de ventilación, calefacción y aire acondicionado de baja presión.
 PALAS RADIALES	Rotor de palas radiales. Es el diseño más sencillo y de menor rendimiento. Es muy resistente mecánicamente, y el rodete puede ser reparado con facilidad. El diseño le permite ser autolimpiante. La potencia aumenta de forma continua al aumentar el caudal.	Empleado básicamente para instalaciones industriales de manipulación de materiales. Se le puede aplicar recubrimientos especiales anti-desgaste. También se emplea en aplicaciones industriales de alta presión.
 INCLINADASHACIA ATRAS	Rotor de palas planas o curvadas inclinadas hacia atrás. Es de alto rendimiento y autolimitador de potencia. Puede girar a velocidades altas.	Se emplea para ventilación, calefacción y aire acondicionado. También puede ser usado en aplicaciones industriales, con ambientes corrosivos y/o bajos contenidos de polvo.

Fuente: (Power, 2013)

La **Figura 16**, tomada de Greene, (1992), muestra la curva de eficiencia de ventiladores centrífugos y axiales.

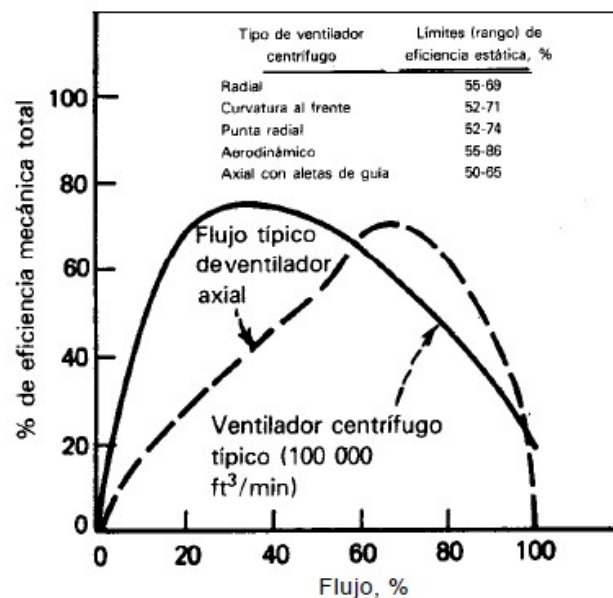


Figura 16. Curvas de eficiencia para ventiladores centrífugos y axiales

Fuente:(Greene, 1992)

4.2.3.2.3 Fuerza de arrastre para el diseño del ventilador

La fuerza de arrastre es la ejercida sobre un cuerpo causada por el fluido que se resiste al movimiento en la dirección de desplazamiento del cuerpo (Mott, 2019).

La fuerza de arrastre se la calcula a partir de la **Ecuación 9**:

$$F_D = \frac{C_D * A * (\rho * v^2)}{2} \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

C_D = Coeficiente de arrastre

A = Área característica del cuerpo

ρ = Densidad del fluido

v = Velocidad libre del fluido en relación con el cuerpo

4.2.3.2.4 Triángulo de velocidades

Los triángulos de velocidad de entrada y salida de los alabes de un rodete ya sea de una bomba o ventilador, tienen una notación la cual se puede apreciar en la **Figura 17**, está notación es la mayormente utilizada, se emplea para denotar; ángulos, velocidades y componentes de velocidades.

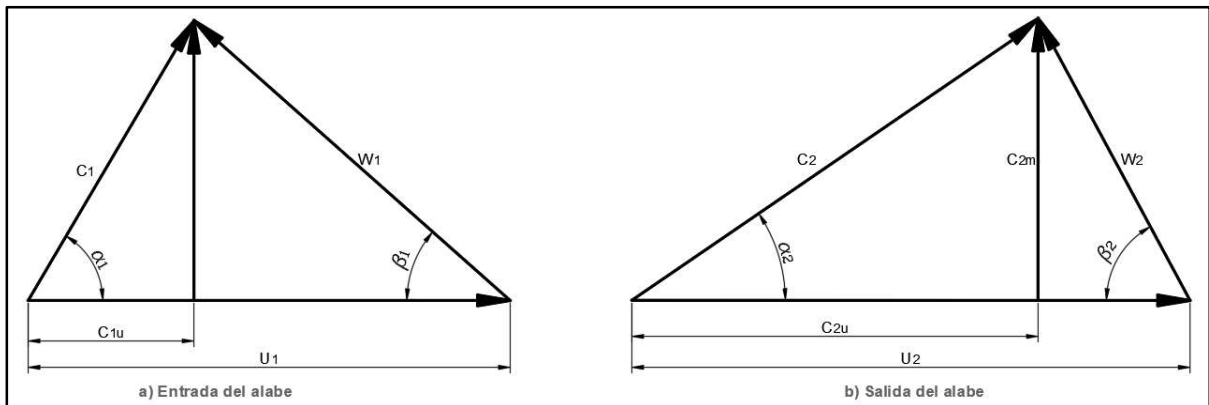


Figura 17. Notación Internacional de triángulos de velocidad a la entrada y salida de los álabes

Fuente: (Mataix, 2006)

C_{1u} = Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada

α_1 = Ángulo que forman las velocidades C_1 y U_1

β_1 = Ángulo que forman las velocidades W_1 y U_1

U_1 = Velocidad absoluta del alabe a la entrada

C_1 = Velocidad absoluta del fluido a la entrada

W_1 = Velocidad relativa a la entrada (del fluido respecto al alabe)

C_{1m} = Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido

4.2.3.2.5 Ecuaciones para el diseño de ventiladores

Para realizar el diseño de ventiladores centrífugos tanto axiales como radiales, se consideran ciertos parámetros junto con sus ecuaciones, a fin de lograr un diseño apropiado a las necesidades que presente el proyecto. A continuación, se presentan

algunas de las ecuaciones más importantes tomadas del libro Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas de (Mataix, 2006).

Para calcular la velocidad absoluta del álabe U_1 , se emplea la **Ecuación 10**:

$$U_1 = \frac{\pi * D_{1R} * w_2}{60} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

D_{R1} = Diámetro interior del rodete

w_2 = Velocidad angular del ventilador

Para calcular el caudal de aire que genera el ventilador se utiliza la **Ecuación 11**, donde intervienen parámetros como; el diámetro interior del rodete, el ancho del álabe y la componente meridional de velocidad.

$$Q_V = \pi * D_{R1} * b_1 * C_{1m} \quad \text{Ecuación 11}$$

La de presión total que el rodete entrega al fluido, se la calcula empleando la **Ecuación 12** y para la potencia del ventilador la **Ecuación 13**.

$$\Delta P_{total} = \rho_{aire} (U_2 * C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad \text{Ecuación 12}$$

$$P_V = \frac{Q_V * \Delta P_{tot}}{\eta_V} \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde:

Q_V = Caudal de aire

ΔP_{total} = La presión total entregada al fluido

P_V = Potencia del ventilador

η_V = Rendimiento del ventilador

4.2.4. Sistema de transmisión de potencia

La transmisión de potencia desde una fuente, tal como un mecanismo o un motor a través de una máquina para tener un impulso de salida, es una de las tareas más comunes que se asignan a una maquinaria. Un medio eficiente para transmitir la potencia es a través del movimiento rotatorio de un eje, soportado por cojinetes. Se pueden incorporar engranes, bandas, poleas o catarinas de cadena a fin de proporcionar cambios de velocidad y par de torsión entre ejes (Budynas & Nisbett, 2008).

4.2.4.1. Transmisión por bandas trapezoidales o en V

Los fabricantes estandarizaron las dimensiones de la sección transversal de las bandas en V, y designaron cada sección con una letra del alfabeto para los tamaños en pulgadas. Las dimensiones métricas se designan mediante números (Budynas & Nisbett, 2008).

Según (Budynas & Nisbett, 2008), menciona que la eficiencia de la transmisión de potencia mediante correas trapecoidales o en V varía entre el 70% al 96%.

El procedimiento para analizarlas y diseñarlas se presenta a continuación:

Las dimensiones, diámetros mínimos de polea y el intervalo de potencias de cada una de las secciones designadas con letras desde la A hasta la E se listan en la **Tabla 6**, de acuerdo a la sección transversal estándar que se presenta en la **Figura 18**.

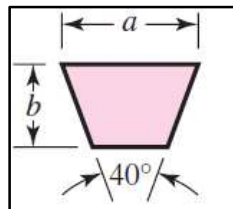


Figura 18. Sección transversal de una banda tipo V estándar

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 6. Secciones de banda en V estándar

Sección de la banda	Ancho a , [in]	Espesor b , [in]	Diámetro mínimo de polea, [in]	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	1/2	11/32	3	1/4 – 10
B	21/32	7/16	5.4	1 – 25
C	7/8	17/32	9	15 – 100
D	1 1/4	3/4	13	50 – 250
E	1 1/2	1	21.6	100 y mayores

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

4.2.4.1.1 Sección de la banda.

Para determinar la sección de la banda es necesario emplear la gráfica de **Figura 19**, la selección se la realiza en función de las revoluciones por minuto de la polea menor, en el eje de ordenadas y la potencia a transmitir corregida en HP, en el eje de las abscisas.

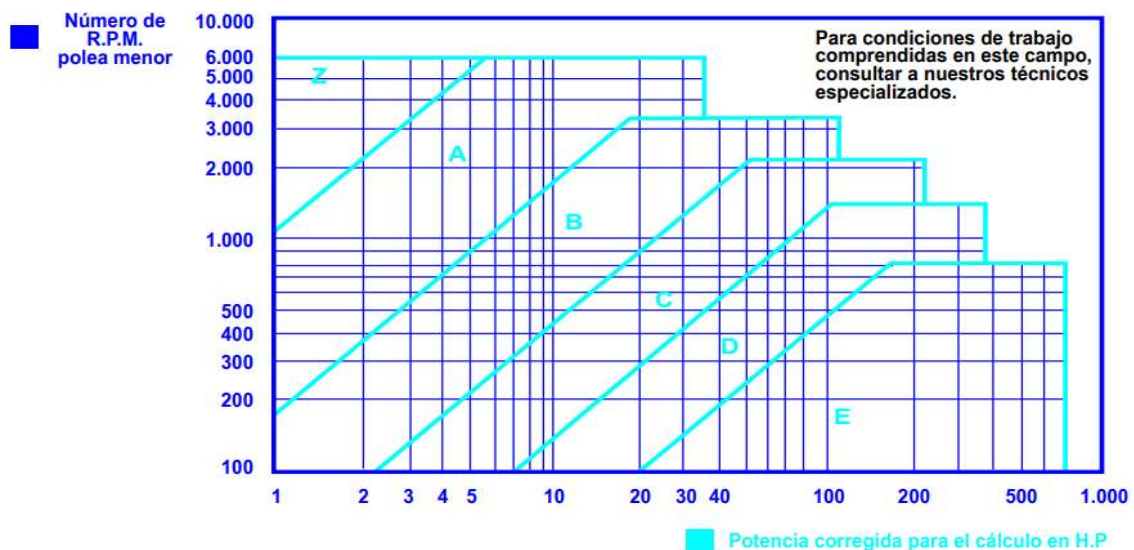


Figura 19. Selección de la sección de la banda

Fuente: (Dunlop Argentina S.A., s.f.)

4.2.4.2. Relación de transmisión

Por lo general se emplean razones de transmisión cinemática de hasta 4 y 5, aunque pudiera llegarse incluso hasta 10 o 15. No se recomienda relaciones de transmisión muy elevadas porque las dimensiones exteriores aumentan considerablemente y disminuye el ángulo de contacto en la polea menor en ausencia de rodillos tensores (Gonzales et al., s.f.). La relación de transmisión se la determina a partir de la **Ecuación 14**.

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{w_1}{w_2} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde

D_2 = Diámetro de la polea mayor (m)

D_1 = Diámetro de la polea menor (m)

w_1 = Velocidad angular de la polea conductora (rad/s)

w_2 = Velocidad angular de la polea conducida (rad/s)

La relación de transmisión se la considera de multiplicación de velocidad cuando $i < 1$ y de reducción cuando $i > 1$.

En la **Figura 20**, se presenta el esquema de una transmisión por correas abierta:

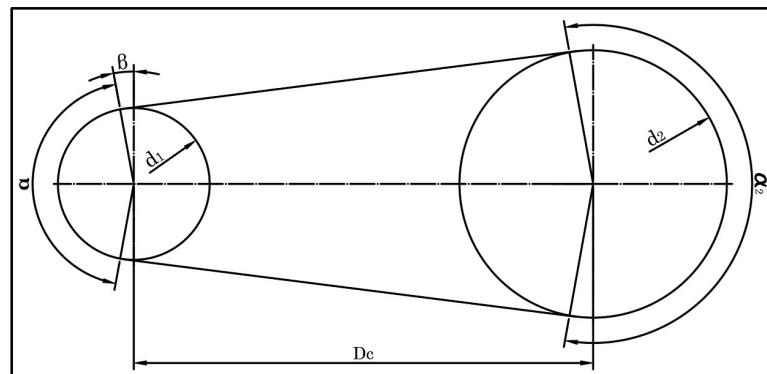


Figura 20. Esquema de una transmisión por correas abierta

Fuente: (Gonzales et al., s.f.)

Los ángulos de contacto α y α_2 , se los determina empleando las **Ecuación 15** y la **Ecuación 16** respectivamente.

$$\alpha = \pi - 2\text{sen}^{-1} * \frac{D_2 - D_1}{2D_c} \quad \text{Ecuación 15}$$

$$\alpha_2 = \pi + 2\text{sen}^{-1} * \frac{D_2 - D_1}{2D_c} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

α = Ángulo de contacto en la polea menor en grados (°)

α_2 = Ángulo de contacto de la polea mayor en grados (°)

D_c = Distancia entre centros (m)

Según, Budynas & Nisbett (2008), la longitud de la banda se la determina empleando la **Ecuación 17**, en la que se realiza la adición de las dos longitudes de arco con el doble de la distancia entre el punto inicial y final del contacto.

$$L_b = [4D_c^2 - (D_2 - D_1)^2]^2 + \frac{1}{2}(D_2\beta + D_1\alpha) \quad \text{Ecuación 17}$$

4.2.4.3. Selección de la polea menor.

Para la selección del diámetro de la polea menor se puede emplear un valor de diámetro superior o el mínimo que se presenta en la **Tabla 6**, es importante seleccionar un diámetro de polea que sea comercial, de acuerdo a la sección de banda que se empleará en la transmisión de potencia.

4.2.4.4. Cálculo de la polea mayor.

A partir del diámetro de la polea menor establecido, se calcula el diámetro de la polea mayor, utilizando la relación de transmisión (*i*), la cual se expresa en la **Ecuación 18**.

$$D_2 = D_1 * i \quad \text{Ecuación 18}$$

4.2.4.5. Distancia entre centros.

La distancia entre centros en la longitud que existe entre los centros de las dos poleas que conforman la transmisión de potencia, Budynas & Nisbett, (2012), mencionan que grandes distancias en bandas tipo V, provocan excesiva vibración en el lado flojo, lo que reduciría la vida de la banda, por lo que afirman que la distancia entre centros deberá ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas y no debe ser menor que el diámetro de la polea menor.

$$D_c < 3(D_1 + D_2) \text{ o } D_c > (D_2) \quad \text{Ecuación 19}$$

4.2.4.6. Longitud de paso de correa.

Es la longitud que tiene la circunferencia que forma la correa, en el catálogo de correas Dunlop Argentina S.A., (s.f.), la denominan longitud primitiva y se la determina empleando la **Ecuación 20**, para posteriormente escoger de la **Tabla 36** ubicada en anexos, la más próxima a la calculada.

$$L_p = 2(D_c) + 1,57(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4D_c} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

L_p = Longitud de paso de correa [m]

d_1 = Diámetro primitivo de la polea menor

d_2 = Diámetro primitivo de la polea mayor

4.2.4.7. Arco de contacto sobre la polea menor.

Es el ángulo de contacto que tiene la correa sobre la polea menor (α), especificado en la **Figura 20**, el cual se lo determina a partir de la **Ecuación 21**.

$$\alpha = 180 - 57 * \left(\frac{d_2 - d_1}{D_c} \right) \quad \text{Ecuación 21}$$

4.2.4.8. Velocidad de la correa.

Según el catálogo Dunlop, especifica que la velocidad tangencial de la correa no debe sobrepasar los 30 m/s, en caso de ser necesarias velocidades superiores se deberán usar poleas especiales.

Para verificar que la velocidad tangencial no supere la mencionada se utiliza la **Ecuación 22**, expresada en m/s.

$$V_t = \frac{(\pi * d_1 * N)}{60 * 1000} \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

V_t = Velocidad tangencial

d_1 = Diámetro primitivo de la polea menor

N = Revoluciones por minuto de la polea menor

4.2.4.9. Prestación base y prestación adicional por relación de transmisión.

La prestación base P_b y la prestación adicional de potencia P_{AP} en Hp por correa se la obtiene de la **Tabla 39** (ubicada en anexos), considerando la velocidad angular de la polea de menor, el diámetro primitivo para la prestación base de potencia y para la prestación adicional se considera la relación de transmisión i .

4.2.4.10. Potencia efectiva.

La potencia efectiva por correa es el resultado de la suma de la potencia base más la potencia adicional por relación de transmisión, esto es multiplicado por los factores de corrección tanto del ángulo de abrazamiento como el de corrección de la longitud de la correa, presentado en la **Ecuación 23**.

$$P_{ef} = (P_b + P_{AP}) * F_{cl} * F_{c\alpha} \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

P_b = Prestación base de potencia (Hp)

P_{AP} = Prestación adicional de potencia por relación de transmisión (Hp)

F_{cl} = Factor de corrección por longitud de correa

$F_{c\alpha}$ = Factor de corrección por ángulo de abrazamiento de polea menor.

4.2.4.11. Cantidad de correas.

El número de correas de la transmisión a diseñar, se la calcula aplicando la **Ecuación 24**, considerando la potencia de diseño y la potencia efectiva por correa.

$$\#C = \frac{P_d}{P_{ef}}$$

Ecuación 24

4.3. Fundamentación teórica para el diseño mecánico de la desgranadora de maíz

4.3.1. Factor de seguridad

Los factores de seguridad algunas veces son prescritos por un código; pero usualmente están enraizados en la experiencia de diseño. Es decir, los ingenieros de diseño han establecido por medio de desempeño de un producto que un factor de seguridad es suficiente o insuficiente (Hamrock et al., 2000).

En el texto de Hamrock et al (2000), utiliza el método de Pugsley para determinar el factor de seguridad, con la siguiente **Ecuación 25**.

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

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

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

En el anexo 10, se proporciona los valores para n_{sx} para varias condiciones de A, B y C. Para utilizar esta tabla, se estima cada característica para una aplicación en particular como muy buena (mb), buena (b), regular (r), o pobre (p). En la **Tabla 28** se muestran los valores de n_{sy} para varias condiciones de D y E. Para usar esta tabla se estima cada característica para una aplicación en particular como muy seria (ms), seria (s) o no sería (ns) (Hamrock et al. 2000).

4.3.2. Factor de servicio

El factor de servicio depende del carácter de la carga y del tipo de máquina. En el catálogo Dunlop Argentina S.A., (s.f.), el factor de servicio considera los siguientes factores para determinar este factor como:

- Tipo de motor
- Máquina conducida
- Horas de servicio

Este factor obtenido de la **Tabla 29**, ubicada en anexos, sirve para corregir la potencia a transmitir empleando la **Ecuación 26**.

$$P_d = P_t * f_s \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde:

P_d = Potencia corregida o potencia de diseño

P_t = Potencia a transmitir

f_s = Factor de servicio

4.3.2.1. Elementos flexibles de transmisión de potencia.

Las transmisiones flexibles tienen propiedades que son ventajosas: absorben vibraciones y choques, de los que tienden a transmitir solo un poco al eje conectado; son adecuadas para distancias entre centros relativamente grandes; son silenciosas (Faires, s.f.).

4.3.2.1.1 Fuerza tangencial neta y variación de esfuerzos en las correas.

Si la polea menor es conductora en sentido dextrorso, la fuerza F_1 en el ramal de llegada de la correa es mayor que F_2 en el ramal de salida o ramal flojo, ver **Figura 21**. A partir de la **Ecuación 27** se determina la fuerza que produce el par de torsión resistente T_r .

$$T_r = (F_1 - F_2) * r_1 \quad \text{Ecuación 27}$$

La diferencia entre F_1 y F_2 se denomina fuerza tangencial neta de la correa.

$$(F_1 - F_2) = F_T \quad \text{Ecuación 28}$$

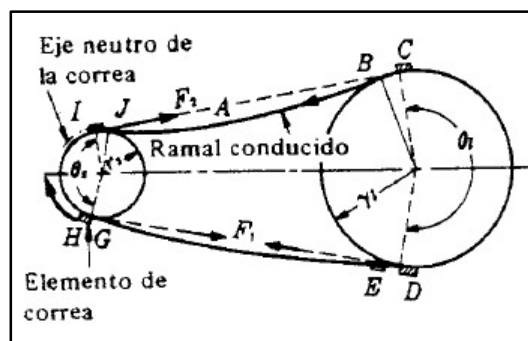


Figura 21. Correa abierta

Fuente: (Faires, s.f.)

Faires, (s.f.) sugiere que el ramal tirante (mayor tracción F_1), debe estar en la parte inferior de las poleas, porque si está en la parte superior, la flecha natural hace que el ángulo real de contacto sea mayor que el teórico.

La **Figura 22**, es el complemento de la **Figura 21**, donde se presenta la variación de esfuerzos que se generan en la correa, como se observa el mayor esfuerzo se presenta en la polea de menor diámetro, exactamente en el punto H, que es donde la correa comienza a curvarse debido a la fuerza F_1 en el ramal tirante.

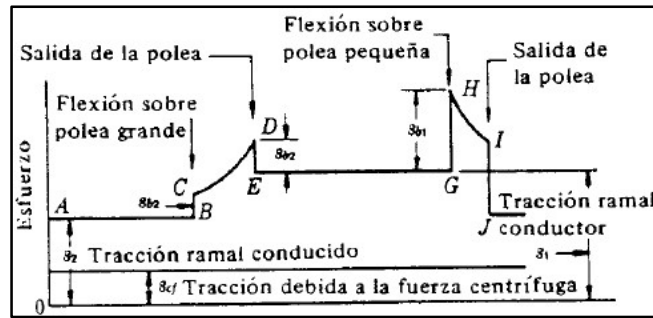


Figura 22. Variación del esfuerzo sobre la correa

Fuente: (Faires, s.f.)

La transmisión de potencia mediante correas, generan las dos fuerzas ya mencionadas F_1 es la fuerza generada en el ramal tirante y F_2 es la fuerza en el ramal flojo, según Hall et al., (1971), menciona que la máxima tensión en el ramal tirante depende del esfuerzo permisible del material de la correa y del área transversal de la misma, por lo tanto F_1 se la obtiene a partir de la **Ecuación 29**:

$$F_1 = \sigma_{correa} * A_{correa} \quad \text{Ecuación 29}$$

Para determinar la tensión en el ramal flojo Hall et al., (1971), sugiere aplicar la **Ecuación 30**:

$$\frac{F_1 - \frac{w' * v_c^2}{g}}{F_2 - \frac{w' * v_c^2}{g}} = e^{\frac{f * \alpha}{\sin(\frac{1}{2}\theta)}} \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde:

w' = Peso de un pie de correa

v = Velocidad de la correa [ft/s]

g = Aceleración de la gravedad [ft/s²]

f = Coeficiente de fricción entre la correa y la polea

α = Ángulo de abrazamiento [radianes]

θ = Ángulo de la garganta, para correas en V [Grados]

4.3.3. Chavetas

Las poleas, engranajes, etc., pueden ser fijados a los árboles por ajustes forzados, por ajustes por contracción, por una o más clases de chavetas (Faires, s.f.).

4.3.3.1. Chavetas planas y cuadradas.

La mayoría de chavetas son de las llamadas planas o cuadradas (**Figura 23**). Las chavetas planas, son de sección rectangular con la dimensión menor orientada en dirección radial y pueden ser o no inclinadas o de cuña. Las chavetas cuadradas, tienen una sección cuadrada, y también pueden ser o no en forma de cuña (Faires, s.f.).

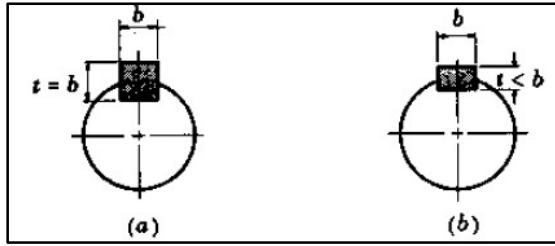


Figura 23. Tipos de chavetas

Nota: Los tipos de chavetas son; la cuadrada (figura a) y la plana (figura b).

Fuente: (Hall et al., 1971)

El diseño puede basarse en los esfuerzos cortantes y de compresión producidos en la cuña como resultado del momento de torsión transmitido.

Según, Hall et al. (1971), una cuña cuadrada puede soportar el mismo momento de torsión del eje, tanto del punto de vista del corte como desde el punto de vista de la compresión, por lo que las chavetas cuadradas se las calcula al corte o cizalladura, mientras que las chavetas planas a compresión.

En la **Figura 24**, se muestran las cargas que actúan sobre la chaveta.

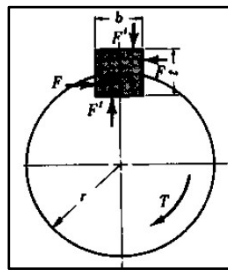


Figura 24. Carga sobre chaveta

Fuente: (Hall et al., 1971)

El esfuerzo cortante se lo determina a partir de la **Ecuación 31**, y el esfuerzo de compresión a partir de la **Ecuación 32**.

$$\tau_{ch} = \frac{F * r}{b * L_{ch} * r} = \frac{M_T}{b * L_{ch} * r_{eje}} \quad \text{Ecuación 31}$$

$$\sigma_{ch} = \frac{F * r}{(h_{ch}/2) * L_{ch} * r} = \frac{M_T}{(h_{ch}/2) * L_{ch} * r_{eje}} \quad \text{Ecuación 32}$$

En donde

τ_{ch} = Esfuerzo cortante admisible (Mpa)

σ_{ch} = Esfuerzo de compresión admisible (Mpa)

F = Es la fuerza tangencial que actúa en el elemento de transmisión (N)

L_{ch} = Longitud de la chaveta (m)

t = Altura de la chaveta (m)

b = Ancho de la chaveta (m)

r_{eje} = Es el radio del elemento de transmisión (m)

M_T = Es el momento torsor (Nm)

El cálculo de chavetas, tiene como objetivo determinar la longitud correcta de la misma, esto se lo realiza, despejando la variable (L_{ch}), de la **Ecuación 31** o **32**, de acuerdo al requerimiento de cálculo.

Según, Faires, (s.f.), la longitud necesaria de la chaveta no debe exceder a 2 veces el diámetro del eje, y en caso de que esto suceda se debe considerar el uso de dos chavetas separadas 180° .

La selección del ancho y altura de la chaveta se la puede determinar, de la **Tabla 30**, ubicada en anexos, a partir del diámetro del eje donde se instalará la chaveta. Importante destacar que el catálogo OPAC de donde se obtuvo la **Tabla 30** se rige bajo la norma DIN 6885/DIN 6886.

4.3.4. Soldadura

El problema en el diseño de soldadura es determinar la dimensión adecuada de la soldadura de una parte específica, lo cual implica un análisis de esfuerzos a las diferentes partes, en los puntos sometidos a cargas estáticas o fluctuantes.

4.3.4.1. Soldadura de filete.

Las soldaduras de filete se usan normalmente para juntas traslapadas o en te dependiendo de las orientaciones de la soldadura estas pueden clasificarse en: (a) Carga paralela o longitudinal, (b) carga transversal, (ver **Figura 25**), en las soldaduras longitudinales la carga es aplicada paralela a la longitud de la soldadura mientras que en las transversales la carga es aplicada perpendicularmente.

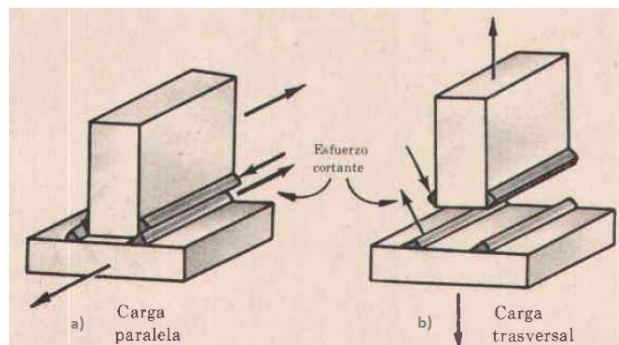


Figura 25. Tipos de soldadura de filete

Fuente:(Hall et al., 1971)

Para este tipo de soldadura la base de análisis o de diseño de la soldadura se utiliza la **Ecuación 33**.

$$\tau_s = \frac{F}{0,707hl}$$

Ecuación 33

Donde:

F = Fuerza que produce el esfuerzo cortante

h = Garganta de soldadura

l = Longitud de la soldadura

4.3.4.2. Resistencia de las uniones soldadas.

Por lo general, la correspondencia entre las propiedades del electrodo y las del metal base no es tan importante como la rapidez, la habilidad del operador y la apariencia de la unión terminada. Las propiedades de los electrodos varían mucho, en la **Tabla 7** se enlistan algunas propiedades mínimas de algunas calases de electrodos.

Tabla 7. Propiedades mínimas del metal de aporte

<i>Número de electrodo AWS*</i>	<i>Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)</i>	<i>Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)</i>	<i>Elongación porcentual</i>
E60xx	62(427)	50(345)	17-25
E70xx	70(482)	57(393)	22
E80xx	80(551)	67(462)	19
E90xx	90(620)	77(531)	14-17
E100xx	100(689)	87(600)	13-16
E120xx	120(827)	107(737)	14

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

Según (Budynas & Nisbett, 2012), mencionan la importancia de elegir un adecuado coeficiente de seguridad, así mismo mencionan que en la actualidad, los esfuerzos permisibles se basan en el límite elástico del material, en vez de la resistencia última, de igual forma sugieren verificar los esfuerzos en el metal base, ya que por lo general el metal de aporte es el más fuerte.

En la **Tabla 8** se enlistan las fórmulas especificadas para calcular los esfuerzos permisibles en varias condiciones de carga.

Tabla 8. Esfuerzos permisibles para metal de aporte

<i>Tipo de carga</i>	<i>Tipo de soldadura</i>	<i>Esfuerzo permisible</i>	<i>n_s *</i>
Tensión	A tope	0,60 S _y	1,67
Aplastamiento	A tope	0,90 S _y	1,11
Flexión	A tope	0,60-0,66 S _y	1,52-1,67
Compresión simple	A tope	0,60 S _y	1,67
Cortante	A tope o de filete	0,30 S _{ult}	

Nota: *(n_s) Coeficiente de seguridad calculado mediante la teoría de la energía de la distorsión

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

4.3.5. Rodamientos

Los rodamientos son una de las piezas de maquinaria más utilizadas, ya que su movimiento giratorio facilita todos los movimientos y además ayuda a reducir la fricción entre los distintos elementos móviles (NSK AMERICAS, 2021).

La elección del diseño del rodamiento depende de cada aplicación, en la **Figura 26** se pueden observar los tipos de rodamientos.

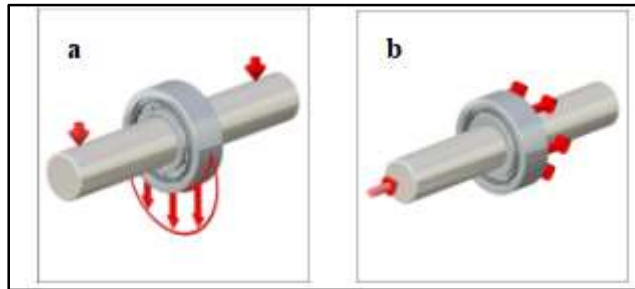


Figura 26. Rodamiento radial (a), Rodamiento axial (b)

Fuente: (NSK AMERICAS, 2021)

4.3.5.1. Unidades de rodamiento.

Las unidades de rodamientos, se usan en diversas aplicaciones y se las puede encontrar en gran variedad de máquinas, estas pueden ser agrícolas, máquinas para construcción, máquinas de transporte, y similares.

Una unidad de rodamiento (ver **Figura 27**) consta de un rodamiento con superficie exterior esférica, obturado a ambos lados y de soporte de fundición gris o de chapa de acero estampada.



Figura 27. Tipos de unidades de rodamientos

Fuente: (NSK AMERICAS, 2021)

4.3.5.2. Dimensionado de rodamientos.

Para determinar finalmente las medidas principales y el tipo de rodamiento, conviene averiguar mediante un cálculo de dimensionado, si las exigencias de vida,

seguridad estática y rentabilidad quedan satisfechas. En este cálculo se hace una comparación entre la sollicitación del rodamiento y su capacidad de carga (FAG, 2000).

En la técnica de rodamientos se distingue entre sollicitud dinámica y sollicitud estática.

Según FAG (2000), una sollicitud estática tiene lugar si el movimiento relativo entre los aros de los rodamientos es nulo o muy lento ($n < 10$ rev/min), es por ello que la mayoría de los rodamientos se sollicitan dinámicamente.

4.3.5.3. Rodamientos sollicitados dinámicamente.

El método de cálculo normalizado (DIN/ISO 281), toma en cuenta inicialmente la fatiga del material como causa del deterioro del rodamiento.

La **Ecuación 34** es la que se emplea para la vida nominal (L) del rodamiento, expresada en revoluciones.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ revoluciones}] \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde

C = Capacidad de carga dinámica en (kN).

P = Carga dinámica equivalente en (kN).

p = Exponente de vida, se emplea el exponente 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos.

4.3.5.3.1 Carga dinámica equivalente.

La carga dinámica equivalente P , es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos axiales que es constante en magnitud y sentido, se la determina a partir de la **Ecuación 35**.

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde

F_r = Carga radial en kN.

F_a = Carga axial en kN.

X = Factor radial

Y = Factor axial

Los factores tanto radial y axial, para rodamientos rígidos de bolas, dependen de la razón $f_o * F_a / C_o$. Donde f_o es un factor debido a la serie de rodamientos seleccionado de la **Tabla 31** ubicada en anexos, mientras que F_a es la carga axial y C_o es la capacidad de carga estática, los factores tanto radial como axial se muestran en la **Tabla 32** ubicada en anexos.

Para el caso de que el eje se encuentre sometido específicamente a cargas radiales, se utiliza la **Ecuación 36**, donde se considera solo una fuerza resultante radial, multiplicada por el factor de corrección f_z .

$$P = F_R * f_z \quad \text{Ecuación 36}$$

4.3.5.3.2 Capacidad de carga dinámica.

Es un valor teórico que indica la carga que soportará el rodamiento, en rodamientos radiales es una carga radial, y en rodamientos axiales es una carga axial que es constante en magnitud y sentido, se la obtiene con la **Ecuación 37**, considerando parámetros como: carga dinámica equivalente, factor de esfuerzos dinámicos y el factor de velocidad.

$$C = \frac{F_L * P}{f_n} \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

F_L = Factor de esfuerzos dinámicos

P = Carga dinámica equivalente

f_n = Factor de velocidad

4.3.5.3.3 Factor de esfuerzos dinámicos.

El valor f_L es un valor empírico mínimo obtenido de la experiencia ganada en aplicaciones de rodamientos iguales o semejantes. Los valores de f_L ayudan a seleccionar el tamaño correcto del rodamiento (FAG, 2000).

La **Ecuación 38**, es la utilizada para determinar este factor:

$$F_L = \frac{C}{P} * f_n \quad \text{Ecuación 38}$$

En la **Tabla 9**, se muestran los valores de esfuerzo que se deben alcanzarse en distintas aplicaciones de rodamientos.

Tabla 9. Valores de orientación para F_L

<i>Lugar de aplicación</i>	<i>Valor F_L que debe alcanzarse</i>
Machacadoras, molinos, cribas, etc.	3 ... 3,5
Machacadoras de mandíbulas	3 ... 3,5
Trituradoras, machacadoras de rodillos	3 ... 3,5
Molinos de mandíbulas, de impacto y de martillo	4 ... 4,5
Molinos de tubos	4 ... 4,5
Transmisiones universales	2 ... 3
Motorreductores	2 ... 3
Grandes transmisiones estacionarias	3 ... 4,5

Fuente: (FAG, 2000)

4.3.5.3.4 Factor de velocidad.

El factor velocidad f_n se lo determina a partir de la **Ecuación 39**, donde los parámetros, p corresponden al exponente de vida del rodamiento y n es la velocidad a la que gira el eje donde se instalará el rodamiento.

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}} \quad \text{Ecuación 39}$$

4.3.5.3.5 Factor de corrección f_z .

Es un factor de corrección, que se lo utiliza debido a la irregularidad de trabajo de los componentes mecánicos, se lo selecciona de la **Tabla 10**, de acuerdo al tipo de transmisión que se emplea en el eje donde se instala el rodamiento.

Tabla 10. Factor de corrección para la transmisión instalada.

<i>Transmisiones por correa y cable</i>	<i>Valor de f_z</i>
Transmisión por cadena	1,5
Correas trapeciales	2 ... 2,5
Correas de fibra	2 ... 3
Correas de cuero	2,5 ... 3,5
Bandas de acero	3 ... 4
Correas - Cadena	1,5 ... 2

Fuente:(FAG, 2000)

4.4. Experiencias relacionadas con máquinas desgranadoras de maíz

4.4.1. Diseño y construcción de una desgranadora de maíz con capacidad de 15 qq/hora

Para el presente proyecto, se ha revisado el diseño de otras máquinas desgranadoras similares, como la presentada por Cholca & Mantilla (2015), (ver **Figura 28**).

Esta máquina según mencionan sus autores, tiene la capacidad de desgranar 15 quintales de maíz por hora, el trabajo de desgranado lo realiza por efecto de impacto, al introducir el maíz en la tolva, este es conducido a la cámara de desgranado, donde se encuentra instalado un tambor horizontal, compuesto por un eje de ACERO AISI 4140, un cilindro en cuya superficie se encuentran distribuidos elementos desgranadores denominados dados, los cuales tienen forma cilíndrica, y su diámetro mínimo se lo determino empleando la teoría de esfuerzo a flexión, estos se encargan de separar el grano de la mazorca de maíz.



Figura 28. Desgranadora de maíz

Fuente: (Cholca & Mantilla, 2015)

En cuanto al cálculo de la fuerza de arranque del maíz, lo obtienen mediante ensayos empleando un dinamómetro, con el que arrancan un promedio de granos de maíz con lo cual obtiene un valor promedio de 3,03 kgf que equivale a 30,3 N, la frecuencia de giro a la que se efectúa el desgranado según los autores oscila entre las 800 a 1000 rpm de acuerdo a las condiciones del grado de humedad.

Para el cálculo del eje Cholca & Mantilla, (2015), emplean un análisis basado en condiciones dinámicas seleccionando un eje de 38.1 mm, el cual es impulsado mediante correas y poleas con una potencia instalada de 16 Hp.

La limpieza del grano es efectuada mediante una criba cuya función es separar el grano del resto de residuos de tuza, y mediante la implementación de un ventilador centrifugo de aspas con curvatura hacia atrás, para este cálculo emplean conceptos de diseño tomados de (Mott, 2006).

Mediante un análisis de costo y experimentación el diseño propuesto tiene un costo de fabricación estimado de \$ 1703, considerando costos directos, costos por mecanizado, así como costos por mano de obra y costos indirectos, así mismo mediante un análisis de la estructura se calcula una máquina con un peso de 1069.4 N, lo que equivale a una masa de 109 kg aproximadamente.

4.4.2. Diseño y construcción de una máquina para el proceso de desgranado de maíz de la costa

El trabajo de titulación presentado por Ureña Espin & Villavicencio Calle, (2012), tiene como finalidad obtener una máquina desgranadora eficiente, de desgrane limpio y que sea de fácil transportación, la máquina posee un sistema formado por un eje con

placas soldadas dispuestas en forma de tornillo sin fin, un cilindro perforado alrededor de las placas genera fricción desprendiendo el maíz del zulo comúnmente llamado “tuza”, un ventilador separará el grano de los desperdicios.

En lo que respecta a los parámetros operacionales de esta máquina, la producción de maíz desgranado en promedio es de 50 qq/hora, la velocidad angular establecida es de 833, 33 rpm.

La fuerza para desgranar el maíz es calculada mediante un ensayo (ver **Figura 29**), mediante el esquema presentado en la figura, se aplica una fuerza en el extremo del grano (fuerza tangencial o fuerza de arranque) con la que se logra desprender el grano del zulo, la fuerza de arranque del grano que los autores determinan es de 14 N.

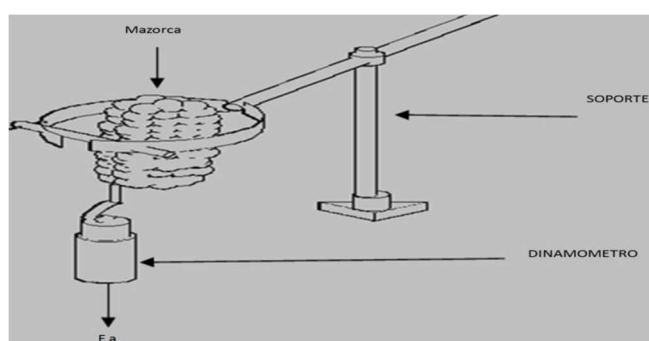


Figura 29. Prueba de arranque de maíz

Fuente: (Ureña Espin & Villavicencio Calle, 2012)

El motor que se emplea para la construcción de la máquina es de 16 Hp, con una velocidad angular a plena carga de 3600 rpm, sin embargo, la frecuencia a la que oscilará el motor es de 2000 rpm, con una potencia a esa velocidad de 8 Hp, con un torque de 24,5 lb-ft lo equivalente a 33,2 N.m, con estas consideraciones descritas se determina el diámetro mínimo del eje de transmisión.

4.4.3. Cálculo y diseño de una máquina desgranadora de maíz para la zona suroccidental de la provincia de Loja

La máquina desgranadora propuesta por Pinta Bustamante, (2020), tiene la capacidad de producción de 20 quintales de maíz en mazorca por hora, con un consumo de potencia de 3 kW, accionada mediante un motor eléctrico.

Consta de un sistema de desgranado, el cual está conformado por un cilindro desgranador en cuya superficie están incorporados los dientes de espiga, conformada por tres hileras espaciados entre sí 120° los que se encargan de ejecutar el desgranado (ver **Figura 30**).

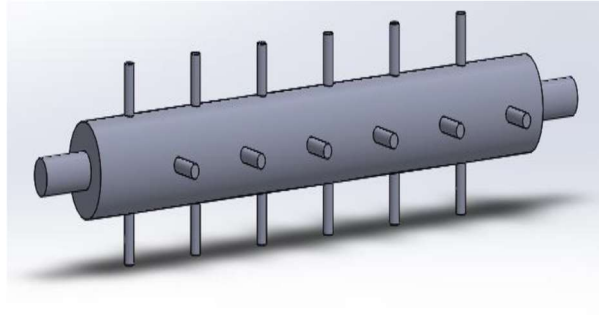


Figura 30. *Esquema del cilindro desgranador*

Fuente: (Pinta Bustamante, 2020)

En cuanto al cálculo del eje principal ha sido diseñado bajo la acción de esfuerzos combinados de flexión y torsión, la frecuencia de giro a la cual está sujeto el eje principal y todos los mecanismos incorporados es de 800 rpm, siendo el torque o momento torsor en dicho eje de 26 N.m.

La transmisión de potencia es mediante poleas y correas trapezoidales para lo cual emplean un motor eléctrico con una potencia de 3 kW.

La limpieza del grano además de emplear una criba, se emplea un ventilador centrífugo el cual está instalado al final del eje principal con una potencia absorbida de 23 W.

5. Metodología

5.1. Materiales

Los recursos empleados en el desarrollo del presente trabajo fueron los siguientes:

5.1.1. Recurso humano

- Autor del proyecto de tesis
- Tutor del proyecto de tesis
- Docente de la materia de Trabajo de Titulación

5.1.2. Recursos bibliográficos

- Libros de diseño mecánico
- Libros de elementos de máquinas
- Libros de resistencia de materiales
- Libros de mecánica de fluidos
- Tesis relacionadas a este proyecto
- Artículos relacionados a este proyecto
- Catálogos de rodamientos
- Catálogos de correas
- Catálogos de chavetas
- Catálogos de aceros comerciales
- Catálogos de motores estacionarios comerciales

5.1.3. Recurso tecnológico

- Computador portátil
- Internet
- Páginas Web sobre tipos de desgranadoras
- Softwares de diseño asistido por computador
- Softwares de cálculo de ingeniería
- Paquete de Microsoft Office

5.2. Métodos

Para el desarrollo y cumplimiento de los objetivos planteados en el presente proyecto, se estructuró y desarrolló la siguiente metodología.

5.2.1. Metodología para cumplimiento del primer objetivo específico

Para el caso del primer objetivo planteado que menciona; definir qué clase de máquina desgranadora de maíz se ajusta a los requerimientos de los pequeños productores del sector, se realizó el seguimiento de la metodología presentada en el diagrama de la **Figura 31**, la cual se describe a continuación:

- Inicialmente, se realizó la recopilación de información de diferentes tipos de máquinas deshojadoras y desgranadoras de maíz, identificando sus características como; funcionamiento, capacidad de producción, potencia instalada, dimensiones, peso aproximado entre otras, esto a partir de diferentes fuentes de consulta como; artículos, tesis y catálogos de maquinaria agrícola disponibles en el mercado, con la finalidad de definir posibles alternativas de diseño.
- En segunda instancia, se estructuró una encuesta que consta de 6 preguntas, presentadas de forma clara y específicas, para seguidamente realizar la aplicación a los productores del sector (ver **Anexo 2**), para ello fue necesario visitar los domicilios familiares, con el propósito de extraer información sobre la cantidad de terreno destinado al cultivo de maíz, producción promedio obtenida por temporada de siembra, se obtuvo alternativas en cuanto a la capacidad de producción adecuada para desgranar maíz, así como el método de desgranado que comúnmente utilizan.
- Posteriormente, se establecieron los criterios de valoración para la selección del modelo de referencia, en base a las necesidades que el pequeño agricultor requiere (ver **Tabla 12**), esto con el fin de definir los diferentes parámetros que sirvieron para realizar la calificación de las características que presentan las máquinas desgranadoras presentadas como alternativas de diseño.
- Finalmente, se realizó la selección del modelo de máquina haciendo uso de la matriz de ponderación presentada en la **Tabla 14**. A partir, de la encuesta realizada se logró obtener una noción de la producción promedio que los productores obtienen por temporada de siembra, a la vez que se empleó los diversos criterios de valoración que fueron la pauta para determinar la mejor alternativa, seguidamente se establecieron valores numéricos a cada característica, para finalmente obtener una clase de máquina general adecuada a los requerimientos propios de la zona.

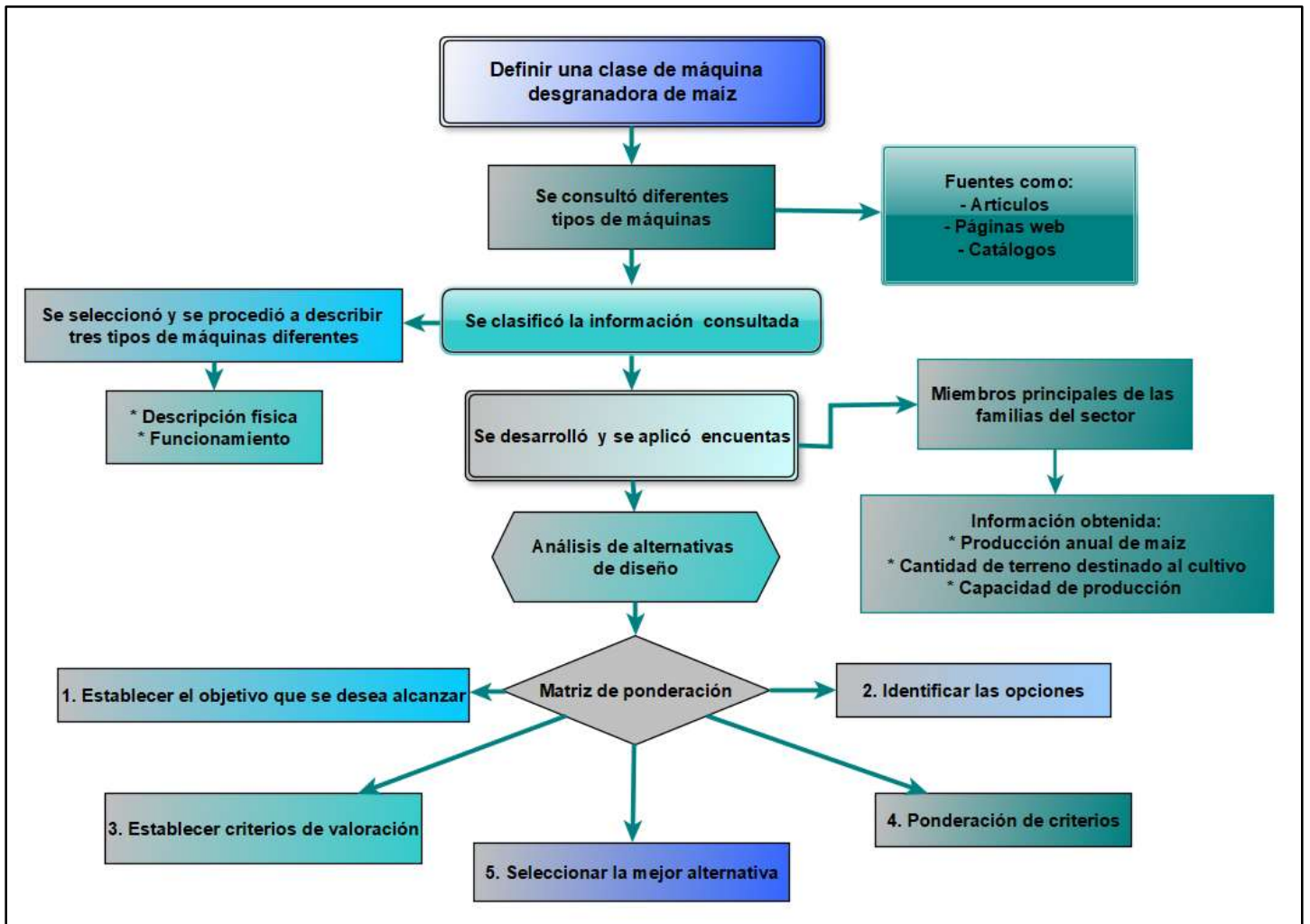


Figura 31. Metodología para la realización del primer objetivo específico

Fuente: Autor

5.2.2. Metodología para cumplimiento del segundo objetivo específico

Para el desarrollo del segundo objetivo el cual es; obtener los parámetros operacionales del tipo de máquina definida, se planificó y se realizó el procedimiento mostrado en la **Figura 32**, a continuación, se lo describe detalladamente:

- Inicialmente, se procedió a la búsqueda de máquinas similares, efectuando visitas a diferentes localidades donde cuentan con este tipo de máquinas, para así, obtener de ellas las características principales de funcionamiento como; potencia instalada, capacidad de producción, diámetro de criba, diámetro de eje, diámetro del cilindro desgranador, cantidad de elementos desgranadores al igual que las dimensiones de dichos elementos. De esta forma, mediante el método de comparación, se obtuvo los diferentes modelos de las piezas que se proponen en las diferentes etapas del desarrollo del diseño (ver **Tabla 15**).

- Seguidamente, se definió la capacidad de producción, a partir de los datos obtenidos mediante la encuesta, y el modelo de máquina definido como referencia de diseño, así mismo se analizó tiempos de desgranado, además de la cantidad de maíz que es necesario desgranar para lograr obtener la producción definida, todo ello tomando en cuenta el producto propio de la zona (ver **Anexo 4**).

5.2.2.1. Determinación de la cantidad de maíz necesario para obtener la producción establecida de 600 kg/hr.

1. Inicialmente se obtuvo una cantidad de 50 mazorcas de maíz producido en el sector, ver **Figura 69**.
2. Seguidamente se deshojó el producto.
3. A continuación, se realizaron 10 muestras de 5 mazorcas de cada una.
4. Inmediatamente, empleando una balanza electrónica se determinó la masa del producto deshojado, luego desgranado y la masa de la tusa.
5. Por último, se realizó la **Tabla 26** mostrada en el **Anexo 4**, con los datos obtenidos del procedimiento descrito.

Siguiendo con la metodología propuesta en la **Figura 32**, se desarrolló pruebas de funcionamiento a una máquina desgranadora del sector, las pruebas principalmente sirvieron para definir el parámetro de velocidad angular a emplear en el diseño de los diferentes elementos de la máquina como; eje principal, ventilador centrífugo, transmisión de potencia y rodamientos.

5.2.2.2. Prueba de funcionamiento de una máquina desgranadora a fin de obtener la velocidad angular adecuada para emplear en el diseño.

Inicialmente, se obtuvo una cantidad de aproximadamente 3 quintales de maíz en hoja producido en el sector, para con esto realizar las pruebas de desgranado a diferentes revoluciones del motor.

Se realizó 5 pruebas de funcionamiento considerando igual cantidad de producto para cada prueba, en cada prueba se reguló la velocidad del motor desde 1000 rpm hasta 3000 rpm, esto con la ayuda de un tacómetro digital, en cada ensayo se controló; tiempo de desgranado, calidad de desgranado y velocidad del viento generado por el ventilador, en la **Tabla 16** se presentan los resultados obtenidos.

5.2.2.3. Determinación de la longitud del cilindro.

Para determinar la longitud del cilindro desgranador que se empleará en este diseño, se realizó una curva taco-dinámica empleando los datos de las máquinas consultadas, específicamente la capacidad de producción y la longitud del cilindro

desgranador de cada máquina. Aplicando la hipótesis de que la capacidad de producción está en función de la longitud del cilindro desgranador, se obtuvo una gráfica y de ella se generó una línea de tendencia, obteniendo una ecuación, para mediante esta, definir la longitud del cilindro, tomando en cuenta la capacidad de producción sugerida por los productores mediante las encuestas.

5.2.2.4. Cálculo de la potencia para desgranar maíz

Para determinar la potencia necesaria para desgranar maíz se realizó el siguiente proceso:

Primeramente, es importante recalcar que mediante una ardua investigación realizada no se logró obtener información de cómo obtener este parámetro mediante un modelo matemático acertado, por lo que se optó por realizar una investigación a máquinas similares a este diseño, las cuales realizan el trabajo de deshojar y desgranar maíz mediante este tipo de mecanismos.

Para lograr este parámetro, se recopiló información de cinco máquinas, empleando de ellas la potencia instalada, al igual que la capacidad de producción mediante sus fichas técnicas.

Seguidamente se realizó, el cálculo del torque que cada máquina necesita para obtener su producción definida, en base a la frecuencia de giro que se empleará en este diseño. A continuación, se realizó una gráfica entre el torque y la capacidad de producción, empleando la teoría de que el torque está en función de la capacidad de producción (ver **Figura 42**). Posteriormente, mediante la capacidad de producción ya definida para este diseño, se logró obtener el torque necesario para desgranar el maíz de la producción local.

Finalmente, se logró obtener la potencia en base a la frecuencia de giro ya estipulada, para seguidamente obtener la potencia a transmitir por medio de las bandas trapezoidales, y por último se definió la potencia de diseño empleando el factor de servicio definido para la máquina objeto de diseño.

5.2.2.5. Determinación del factor de seguridad para el diseño desgranadora de maíz.

Los criterios que serán tomados en cuenta para el factor de seguridad empleado en el diseño de la máquina serán los siguientes:

Se empleó la metodología de Pugsley, presente en el libro de Hamrock et al., (2000), la cual consiste en tomar en cuenta los siguientes criterios:

- Criterio A: hace referencia a la calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección, por lo tanto, para el diseño se dispondrá de materiales certificados presentes en el mercado, como este trabajo es la propuesta de un diseño la mano de obra, el mantenimiento e inspección se estimará que será de una calidad **buena**. Criterio B: hace referencia al control sobre la carga, como la máquina se va a diseñar con un sistema de alimentación que contenga una compuerta que permita cerrar y abrir para que las mazorcas de maíz ingresen al interior donde se realiza el desgranado, y así mismo un operario es el encargado de controlar el ingreso del mismo se considera un control sobre la carga “**bueno**”
- Criterio C: este criterio tiene que ver con la exactitud en el análisis de esfuerzos, por lo que se realizó el cálculo de los elementos principales tratando de cubrir todas las cargas, esfuerzos existentes en cada pieza, para el caso del diseño del eje principal se optó por calcularlo por falla estática, considerando esfuerzos normales, cortantes, flectores, torsores o cualquier combinación de estas. Así mismo la información experimental y la manipulación de máquinas similares, hacen que se considere un criterio “**bueno**”.
- Criterio D: este criterio hace referencia al peligro para el personal, ante posibles fallas por lo que se considera un riesgo “**serio**” ante la falla del eje principal o el sistema de transmisión de potencia.
- Criterio E: se refiere al impacto económico que ocasionaría el daño de algún elemento de la máquina, de igual forma el impacto económico al ocasionar accidentes laborales por fallas en la misma por lo que, tomando en cuenta estas situaciones se toma el criterio de que al presentarse alguna de estas situaciones se ocasionaría un impacto “**serio**”.

De acuerdo a los criterios A, B y C propuestos se determinó el valor de n_{sx} empleando la **Tabla 27** así mismo para el valor de n_{sy} , se empleó la **Tabla 28**, considerando los criterios D y E.

Utilizando la **Ecuación 25**, el factor de seguridad es:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} = (1,75) * (1,3) = 2,28$$

5.2.2.6. Metodología para la selección de rodamientos.

Para realizar la selección de rodamientos con su unidad correspondiente, se tomó la metodología propuesta en el catálogo (FAG, 2000), la cual describe la siguiente secuencia de cálculo:

1. Inicialmente, se escogió de acuerdo a las aptitudes el tipo de rodamiento a emplearse.
2. Seguidamente, se determinó el factor de esfuerzos dinámicos de acuerdo a la **Tabla 9**.
3. Luego, se calculó el factor de velocidad.
4. Consecutivamente se estableció la carga dinámica equivalente para cada rodamiento, al igual que la capacidad de carga.
5. Enseguida, se procedió a escoger del catálogo, el rodamiento que más se ajuste a la capacidad de carga.
6. Finalmente, se calculó la vida nominal del rodamiento y el factor de esfuerzos dinámicos alcanzado.

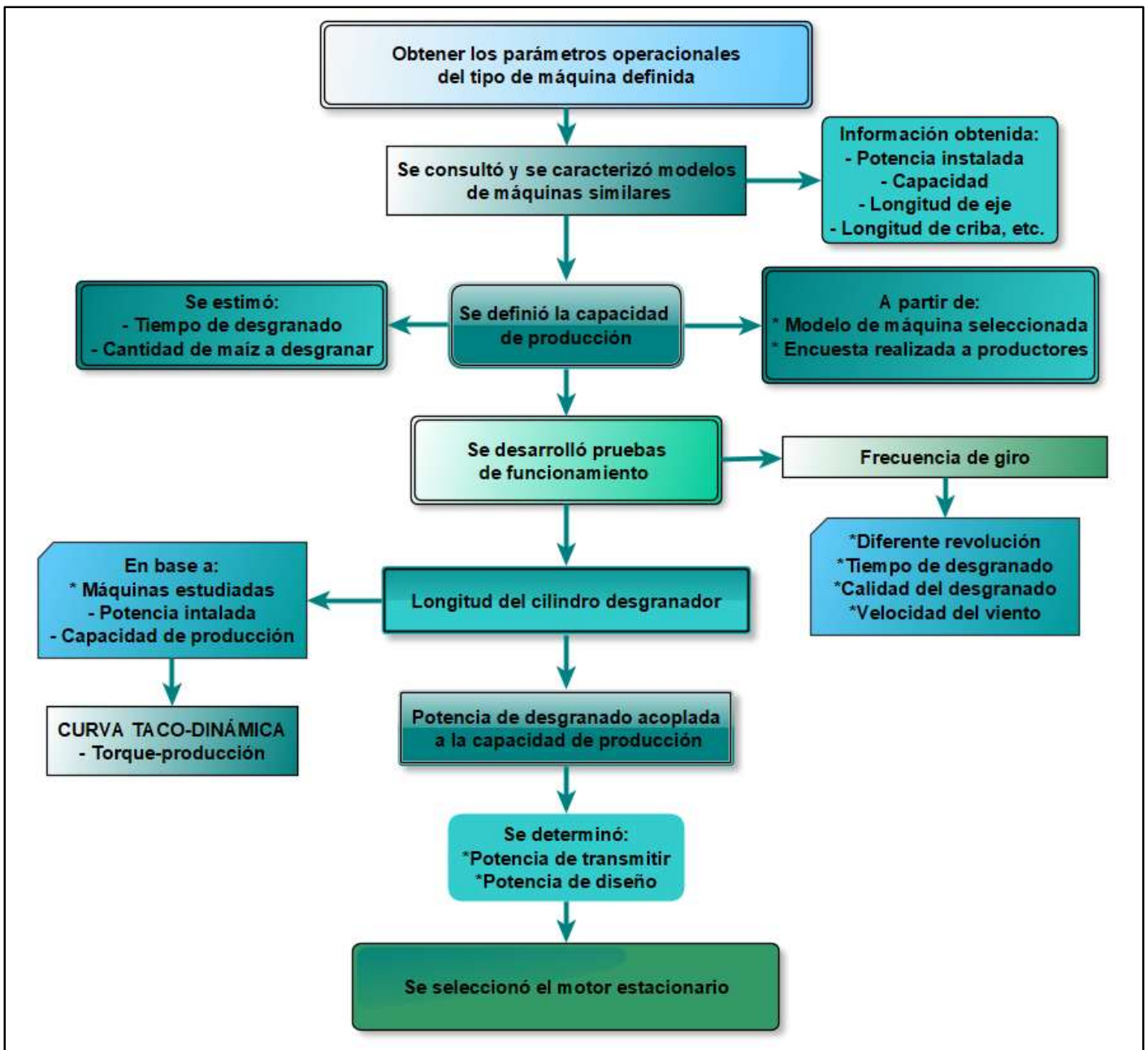


Figura 32. Metodología para el desarrollo del segundo objetivo específico

Fuente: Autor

5.2.3. Metodología para cumplimiento de tercer objetivo específico

El tercer objetivo menciona; realizar el diseño mecánico de la máquina, en la **Figura 33**, se estructuró la metodología realizada para llegar al cumplimiento de este objetivo planteado a continuación se explica el proceso desarrollado.

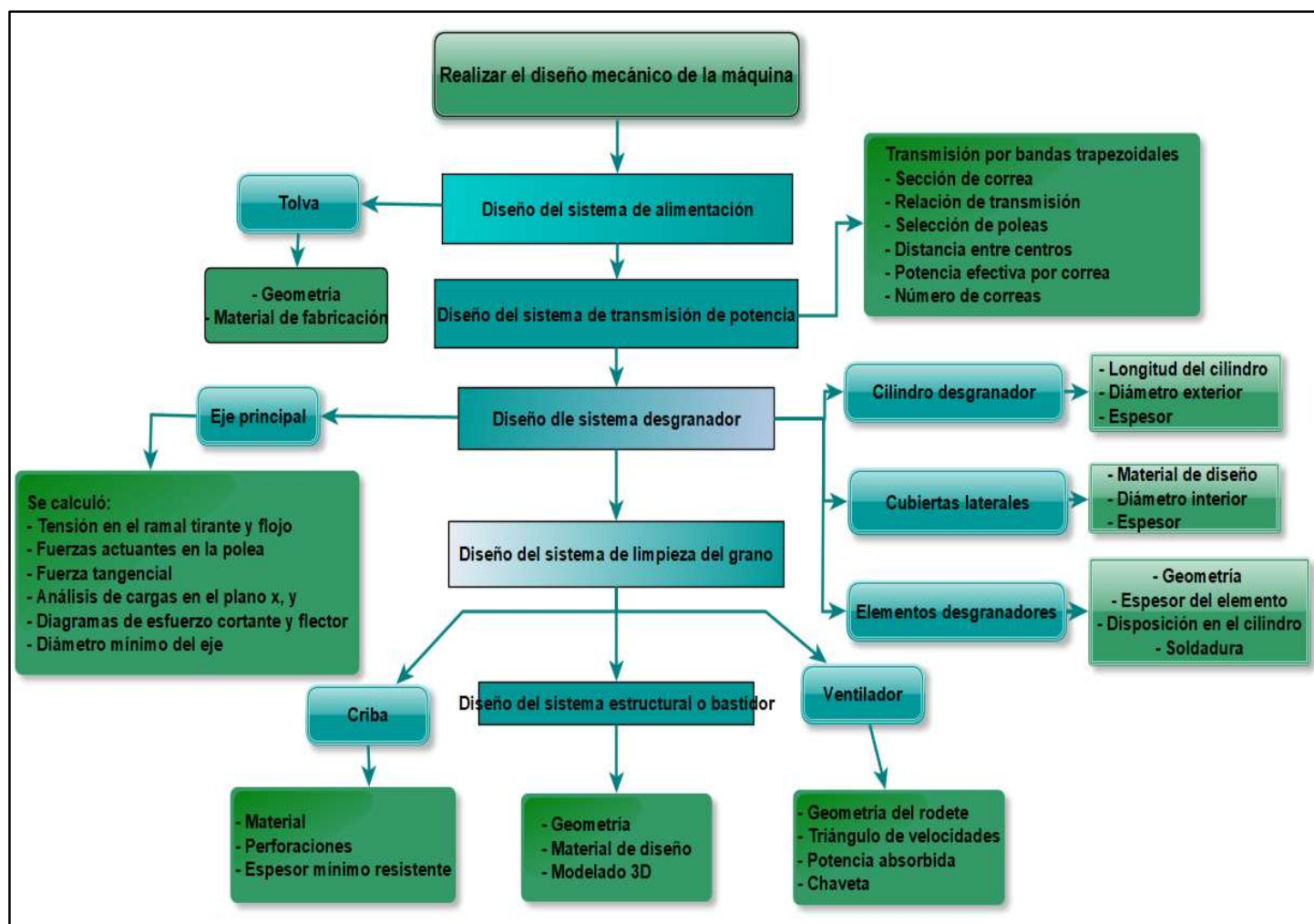


Figura 33. Metodología para el desarrollo del tercer objetivo

Fuente: Autor

Primeramente, se realizó la revisión de literatura de todos los temas relevantes, en el proceso de diseño mecánico, consultando de diferentes fuentes como; libros, tesis, artículos, catálogos, etc., los cuales fueron citados en la sección de revisión literaria, al igual que las ecuaciones empleadas.

Para el diseño del sistema de *transmisión de potencia*, se empleó la metodología de cálculo propuesta por el catálogo (Dunlop Argentina S.A., s.f.), para lo cual fue necesario determinar; potencia de diseño, características del equipo impulsor, frecuencia de giro del eje principal, tipo de máquina conducida, entre otros, y de acuerdo a esto se ejecutó la siguiente secuencia de cálculo:

1. Selección de la sección de la correa
2. Relación de transmisión
3. Selección de la polea menor (D_1)
4. Selección de la polea mayor (D_2)

5. Distancia entre centros (D_c)
6. Longitud de paso de correa (L_p)
7. Factor de corrección de la longitud de la correa (F_{cl})
8. Ángulo de contacto sobre la polea menor (α)
9. Factor de corrección del ángulo de contacto ($F_{c\alpha}$)
10. Velocidad de la correa (V_c)
11. Prestación base y prestación adicional por relación de transmisión (P_b)(P_{AP}),
12. Potencia efectiva por correa (P_{ef})
13. Cantidad de correas

Seguidamente, se realizó el diseño del sistema de deshojado y desgranado, empezando por determinar el *diámetro mínimo del eje* principal a partir de la teoría del esfuerzo cortante máximo, para lo cual es necesario aplicar el procedimiento enumerado a continuación:

1. Definir el coeficiente de seguridad (n_s)
2. Cálculo de la fuerza en el ramal tirante (F_1)
3. Cálculo de la fuerza en el ramal flojo (F_2)
4. Cálculo de las cargas que actúan en la polea conducida
5. Cálculo de la fuerza tangencial (F_t)
6. Análisis de las cargas en el plano xy
7. Desarrollo de diagramas de esfuerzo cortante y momento flector
8. Cálculo del momento flector máximo
9. Cálculo del diámetro a partir de la **Ecuación 6**.

A continuación, se procedió al diseño del *cilindro desgranador*, para el cual se definió en base al modelo de máquina definido, catálogos de tubos de acero comercial, y de las características de las máquinas existentes en el medio donde se desarrolló el proyecto, de acuerdo a ello se puntualizó lo siguiente:

- Tubería cédula 40, de material ASTM A53
- Longitud del cilindro (350 mm)
- Diámetro exterior (88,9 mm)

El espesor del cilindro fue determinado, empleando la teoría del esfuerzo cortante, es decir, se calculó un espesor mínimo que soporte el momento torsor generado durante el desgranado de maíz, a partir del esfuerzo admisible del material.

Posteriormente, se realizó el cálculo de las *cubiertas laterales* que tendrá el cilindro desgranador, estos elementos son de acoplamiento, ya que serán unidos tanto al eje principal como al cilindro mediante soldadura eléctrica por arco.

La geometría de la cubierta está definida por la geometría tanto del cilindro desgranador como del eje principal, el espesor fue determinado aplicando el esfuerzo cortante que se genera por la fuerza tangencial.

Finalmente, para el diseño del *elemento desgranador*, se adoptó la geometría que comúnmente presentaron los elementos de las máquinas estudiadas, realizando únicamente el cálculo del espesor del elemento, ya que será el parámetro que condicione la resistencia del elemento, siendo así, se adoptó la hipótesis de que el elemento está expuesto a esfuerzos de tensión, generado por el momento torsor al momento de desgranar el producto. Como el elemento desgranador será instalado en la superficie del cilindro mediante unión por soldadura, fue necesario calcular su resistencia.

Siguiendo con la geometría propuesta en la **Figura 33**, se realizó el diseño del sistema de limpieza, empezando por la *criba*; este elemento es el encargado de separar el maíz del resto de la mazorca, ya que contiene perforaciones alrededor de toda la superficie de un diámetro considerado adecuado para el producto trabajado, la criba debe cubrir totalmente al cilindro de desgranado por lo tanto la longitud es similar, el diámetro interior, se lo determinó tomando en cuenta el diámetro que ocupan los elementos desgranadores y un diámetro promedio que tienen las mazorcas de maíz, a modo de que no exista atascamiento y los restos de mazorca sean expulsados rápidamente. El espesor de la criba se analizó, como la teoría para cilindros de pared delgada, ya que sus paredes están expuestas al esfuerzo generado por las mazorcas de maíz al ser desgranadas por los elementos desgranadores.

Para la limpieza del producto, se consideró el diseño de un *ventilador centrífugo radial*, el cual se instaló en el final del eje principal, a modo de que mediante la disposición de los elementos desgranadores que tienen un recorrido en espiral trasladen los residuos hacia el ventilador y este los expulse al exterior de la máquina. Para el diseño se realizó la siguiente secuencia de cálculo:

1. Se determinó la fuerza de arrastre
2. Se realizó los triángulos de velocidades (entrada y salida de los álabes)
3. Se calculó los parámetros de entrada del álabe
4. Se calculó los parámetros de salida del álabe
5. Se determinó la potencia absorbida por el ventilador

Para determinar la fuerza de arrastre fue necesario realizar mediciones, a los residuos de tusa expulsados durante el proceso de desgranado, cuyo procedimiento se describe a continuación:

5.2.3.1. Geometría promedio de los fragmentos de tusa.

1. Primeramente, se realizó el desgranado de una cantidad de maíz en hoja, empleando una máquina existente en el medio.
2. Seguidamente, se recogió al azar una cantidad de fragmentos de tusa.
3. En seguida con la ayuda de un calibrador se tomó las medidas de:
 - Longitud
 - Diámetro
4. Continuamente, con una báscula de gramos se determinó la masa de cada fragmento considerado.
5. Finalmente se realizó la **Tabla 21**, calculando las magnitudes promedio, para así definir la geometría presentada en la **Figura 63**.

En el **Anexo 32**, se presentan imágenes relacionadas al procedimiento descrito.

6. Resultados

El desarrollo del presente trabajo de titulación se lo realizó en el sitio “Los Amarillos” de la parroquia Capiro, perteneciente al cantón Piñas, tiene la finalidad de aportar con el diseño de una máquina desgranadora de maíz que, al poderlo fabricar, aportará a mejorar y facilitar el procesamiento de maíz de los pequeños productores del sector.

6.1. Estimación de la producción anual de maíz en el sector “Los Amarillos”

Para empezar a diseñar la máquina es necesario conocer o definir un nivel de producción, para ello se elaboró y se aplicó una encuesta a las familias productoras de maíz del sector, donde se constató que existen aproximadamente 41 productores dedicados como actividad principal de ingreso económico el cultivo de maíz.

La encuesta desarrollada y aplicada a cuarenta y uno familias, permitirá disponer de información sobre la cantidad de terreno destinado a la producción de maíz, la producción obtenida por cada productor, así como el método empleado para el desgranado, dicha encuesta consta de cinco preguntas, las cuales se detallan en el Anexo 1.

La información obtenida de los encuestados se expone a continuación:

De acuerdo al gráfico presentado en la **Figura 34**, de un total de 41 encuestados, el 87,8% (36 encuestados), si se consideran productores de maíz, mientras que el 12,2% no se dedica a esta actividad.

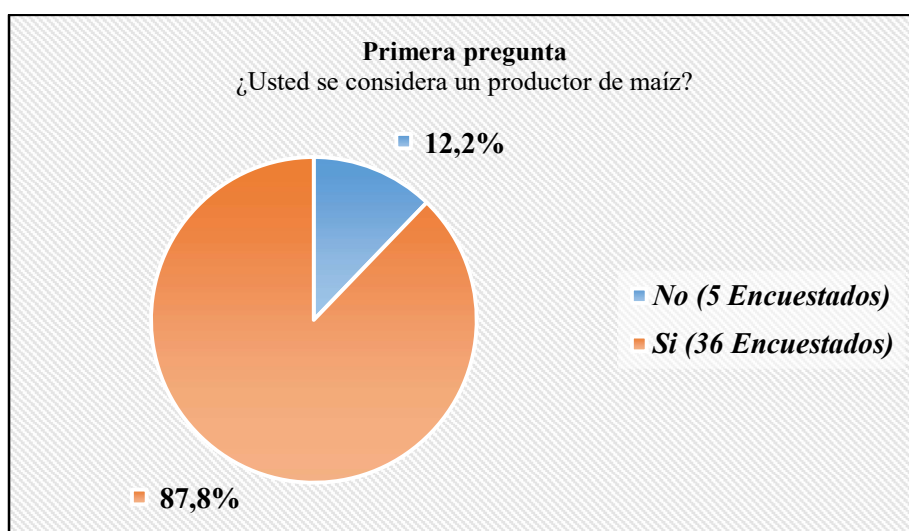


Figura 34. Productores de maíz del sector

Fuente: Autor

Para la segunda pregunta realizada se obtuvo los resultados mostrados en la **Figura 35**, donde se puede observar que el 44% de los encuestados que se consideran

productores, es decir 16 productores, siembran la cantidad de una hectárea de maíz, seguido el 25% (9 productores), que siembran 2 hectáreas, e igual porcentaje 9 productores siembran 3 hectáreas, seguidamente del 3% que es un productor, se dedica a sembrar 4 hectáreas y así mismo un productor se dedica a sembrar 5 hectáreas de maíz.

El total de la superficie utilizada de los productores encuestados es de 70 hectáreas, cuyo promedio es de 1,9 hectáreas, dato que se obtuvo al promediar el total de terreno destinado a la siembra de maíz de los 36 encuestados que en la encuesta si se consideran productores de maíz.

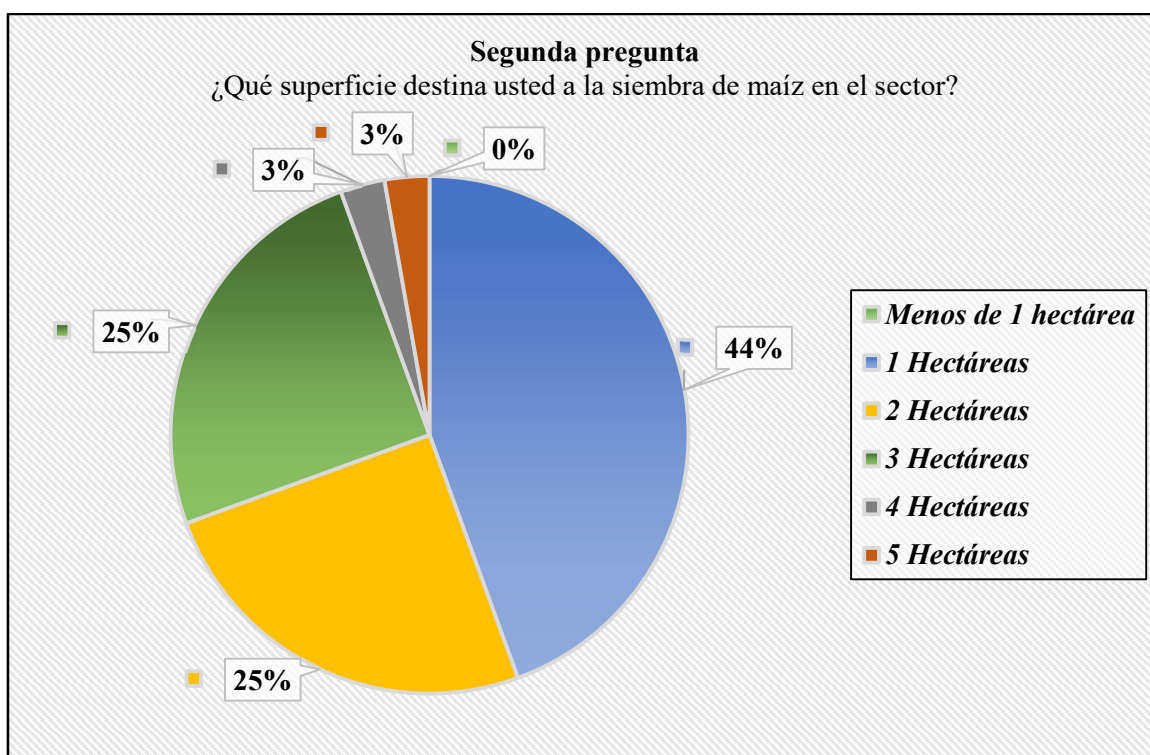


Figura 35. Superficie destinada a la siembra de maíz

Fuente: Autor

En la **Figura 36**, se detallan los resultados obtenidos de la pregunta 3, en la cual se destacan los siguientes porcentajes; el 25% (9 productores), obtuvo una producción de 150 quintales por hectárea sembrada, seguido por el 22% (8 productores), que obtuvo 170 qq/ha, a continuación, un 8% (3 productores) obtuvo 120 qq/ha e igual porcentaje obtuvo una producción de 140 qq/ha.

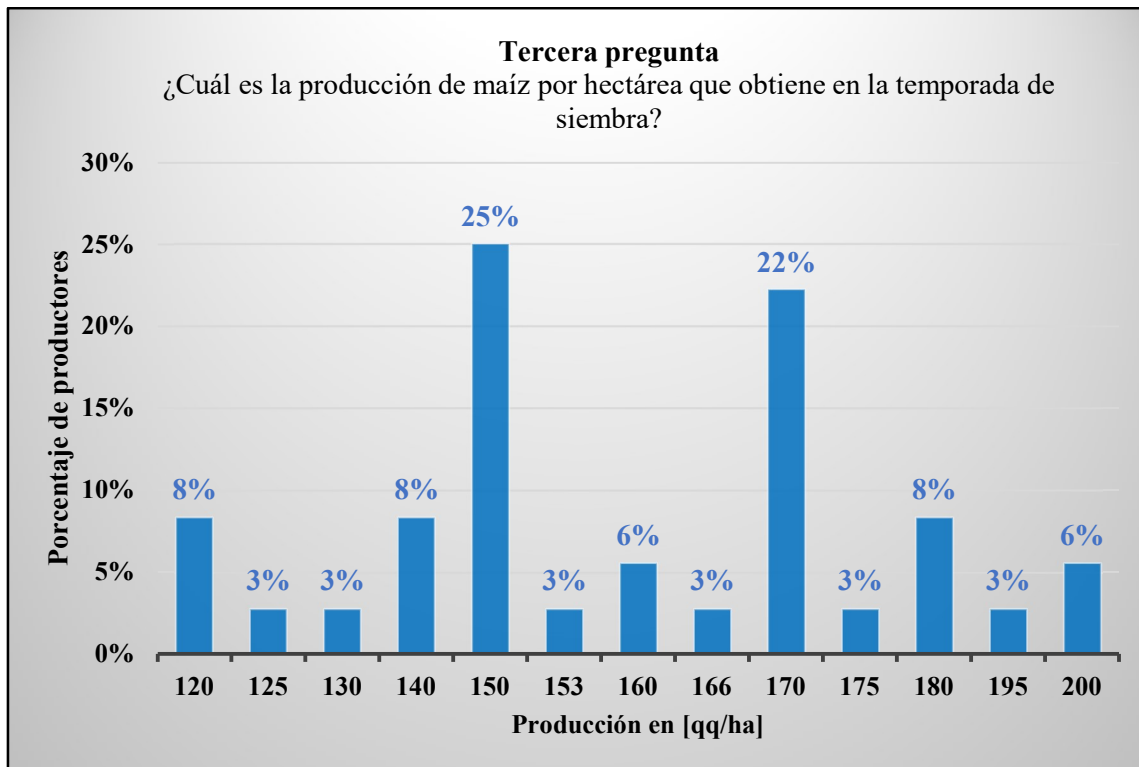


Figura 36. Producción de maíz

Fuente: Autor

Seguidamente en la **Figura 37**, se muestran los resultados obtenidos en la cuarta pregunta realizada, en la cual se destaca: para el 52,8% es decir, 19 productores que la capacidad de una máquina desgranadora de maíz, debe ser de 15qq/hr, seguido del 16,7% (6), los cuales sugieren 20qq/hr, así mismo un 16,7% (6), indican 25 qq/hr y por último un 13,9% (5), proponen una capacidad de 30 qq/hr, haciendo el análisis de estas sugerencias otorgadas por los productores del sector, se estimó conveniente tomar el valor que con mayor frecuencia se sugirió, el cual es de 15qq/hr, de este modo el dato citado de capacidad de producción será empleado como parámetro de operación de la máquina a diseñar.

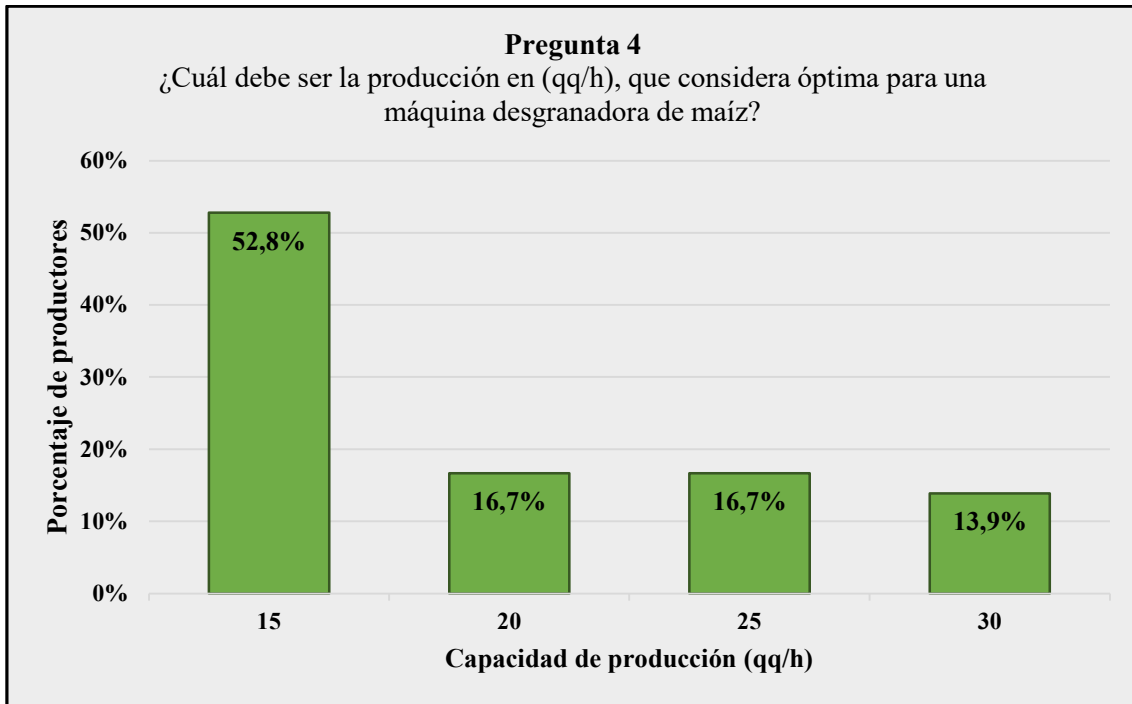


Figura 37. Producción sugerida

Fuente: Autor

El tipo de método utilizado para el desgranado del maíz de la producción de los encuestados se muestra en la **Figura 38**, donde todos los productores (100%), es decir, los 36 encuestados que se consideran productores de maíz, contestaron que la obtención del producto en grano es empleando máquinas accionadas por motor.

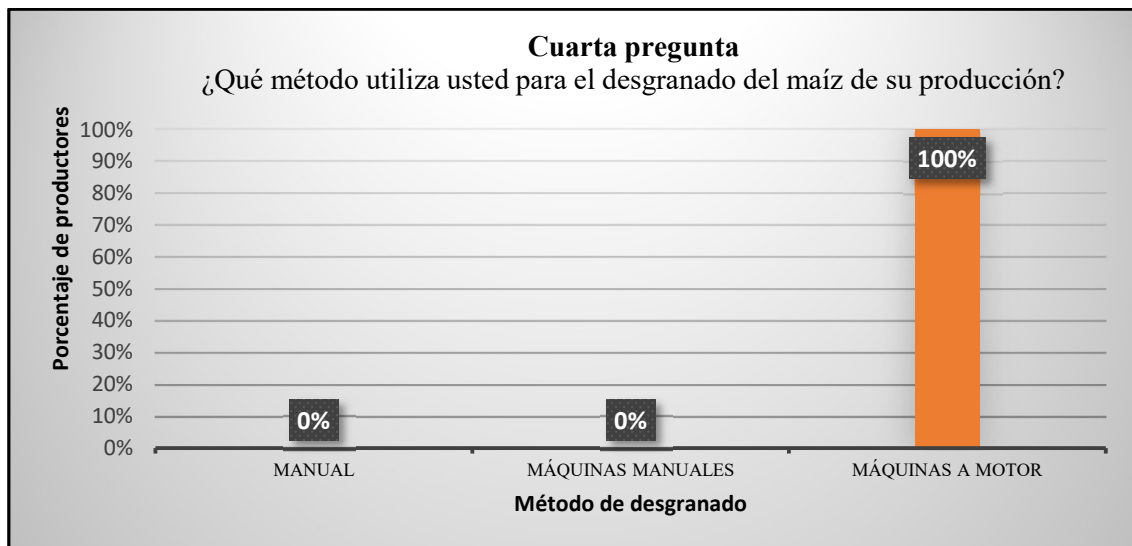


Figura 38. Método de desgranado

Fuente: Autor

En cuanto a la última pregunta realizada que menciona; en caso de alguna observación o comentario final expóngalo a continuación. La mayoría de encuestados no realizaron ninguna observación a excepción de un productor que menciona haber

realizado el desgranado del maíz de su producción, con una máquina accionada con motor de su propiedad.

En la **Tabla 11**, se muestran el resumen de los resultados obtenidos de la aplicación de la encuesta.

Tabla 11. Tabla resumen de los resultados obtenidos

<i>Resultados</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Unidad</i>
Total, de encuestados	41	Encuestados
Total, de productores	36	Productores
Total, de hectáreas de terreno sembradas	70	ha
Promedio de hectáreas sembrada por productor	1,9	ha
Capacidad de producción sugerida	15	qq/hr
Promedio de producción en quintales por hectárea	158	qq/ha
Producción total	11202	qq

Fuente: Autor

6.2. Determinación del modelo de desgranadora como referencia de diseño.

En base a los resultados de producción descritos anteriormente y a los requerimientos adicionales como: funcionabilidad, potencia instalada, tamaño, peso, seguridad de operación, mantenimiento, facilidad de fabricación y costo, los tipos de máquinas deshojadoras y desgranadoras de maíz que más se acoplan son los siguientes:

Alternativa 1 → *Desgranadora de maíz TRAPP-DM 50G = DG-1*

Alternativa 2 → *Desgranadora MT-860 = DG-2*

Alternativa 3 → *Desgranadora de maíz B-330 = DG-3*

En el capítulo uno de la revisión literaria, en el apartado de tipos de desgranadoras de maíz se describe las partes principales y el funcionamiento de cada una de ellas.

A continuación, se realizó una matriz de ponderación para el análisis de alternativas cuyo procedimiento es descrito en metodología.

6.2.1. Análisis de alternativas.

En el proceso de análisis de las alternativas, se busca determinar la mejor opción de diseño de una máquina desgranadora, la cual será elaborada con las tres alternativas descritas anteriormente.

Los criterios de valoración son presentados en la **Tabla 12**, mostrada a continuación:

Tabla 12. Criterios de valoración de las alternativas de diseño

<i>Criterios de valoración</i>	
Funcionabilidad	Eficaz, cumplir la función de deshojar y desgranar el maíz
Potencia instalada	Menor consumo energético posible
Peso	Peso liviano para un fácil traslado
Tamaño	De bajas dimensiones
Producción	De pequeña producción
Seguridad de operación	Manipulación segura
Mantenimiento	De fácil mantenimiento
Facilidad de fabricación	De modelo lo más simple posible acoplado a la tecnología local
Costo	Menor costo de fabricación posible

Fuente: Autor

La ponderación de criterios indica el valor cuantitativo que tendrá cada criterio, es decir se valorará cada criterio según su nivel de importancia y este valor se rige según la **Tabla 13**.

Tabla 13. Valoración utilizada en la matriz de ponderación

<i>VALORACIÓN (V)</i>				
Muy bajo	Bajo	Medio	Bueno	Muy bueno
1	2	3	4	5

Fuente: Autor

La matriz de ponderación ayuda a seleccionar la mejor opción considerando alternativas, basadas en criterios de relevancia que poseen las máquinas desgranadoras, en la **Tabla 14**, se muestran los resultados alcanzados empleando esta matriz mencionada.

Tabla 14. Matriz de ponderación

	Peso del criterio	DG-1		DG-2		DG-3	
		V	Puntaje	V	Puntaje	V	Puntaje
Función eficaz	12%	4	0,48	4	0,48	5	0,6
Potencia instalada	12%	4	0,48	4	0,48	3	0,36
Tamaño	10%	4	0,4	3	0,3	3	0,3
Peso	10%	5	0,5	4	0,4	3	0,3
Producción	16%	4	0,64	5	0,8	3	0,48
Seguridad de operación	10%	5	0,5	4	0,4	5	0,5
Mantenimiento	8%	4	0,32	5	0,4	5	0,4
Facilidad de fabricación	10%	3	0,3	2	0,2	3	0,3
Precio	12%	4	0,48	3	0,36	3	0,36
Total =	100%	39	4,35	35	3,82	34	3,6

Fuente: Autor

Los criterios de valoración, así como las ponderaciones de los mismos han sido considerados en base a información obtenida de máquinas similares, experiencia personal de los procesos que conllevan la siembra y cosecha de maíz, además se tomó como

referencia los antecedentes de producción y necesidades del sitio en donde se ejecuta este proyecto, por ello los criterios que se toman en cuenta son subjetivos, es decir que pueden variar de acuerdo al que realice el estudio.

Como resultado de la matriz de ponderación, la mejor alternativa de modelo de máquina que se selecciona como referencia de diseño es, la desgranadora *TRAPP-DM 50G* (ver **Figura 4**), a continuación, se procede con la descripción y el diseño de las partes principales de este modelo de máquina acoplado a los requerimientos propios de la zona.

6.3. Descripción de sistemas y partes del modelo de máquina seleccionada.

El modelo de máquina deshojadora y desgranadora de maíz, optada como propuesta de diseño está constituida de los siguientes sistemas y partes presentadas a continuación en la **Figura 39**.

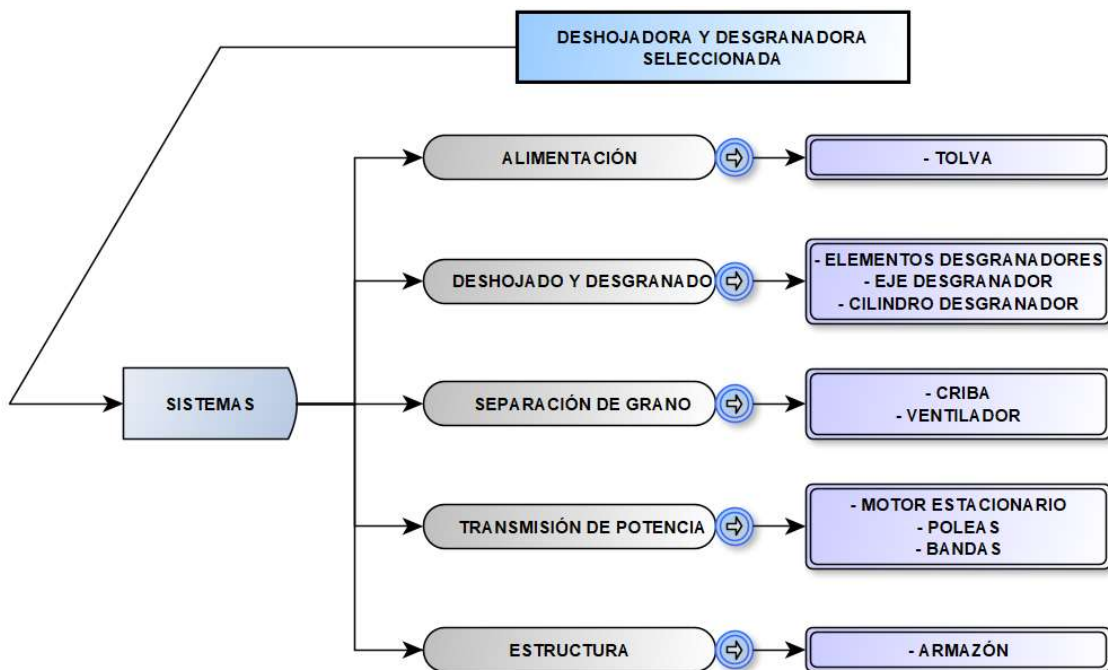


Figura 39. Sistemas y partes de la máquina seleccionada

Fuente: Autor

6.3.1. Descripción de las funciones principales

6.3.1.1. Alimentación.

El abastecimiento es de forma manual, las mazorcas de maíz en hoja son introducidos continuamente en la entrada de la máquina la cual tiene una forma de embudo, de tal manera que ingresa una sola mazorca de maíz a la vez, la producción depende básicamente de la capacidad de alimentar la máquina, mientras más continua sea el abastecimiento se obtiene una mayor producción teniendo en cuenta que la capacidad de producción de varía entre 300 kg/h a 600 kg/h.

6.3.1.2. Deshojado y desgranado.

El deshojado y desgranado del maíz, se ejecuta en una sola operación, lo realiza por medio de un cilindro desgranador, compuesto por; un eje principal, un cilindro o tubo circular metálico y elementos desgranadores, este conjunto de elementos mostrados en la **Figura 5** emplean el impacto y la fricción para separar las hojas y el grano de la tusa que conforman la mazorca de maíz.

6.3.1.3. Clasificación del grano.

La forma que tiene la máquina de clasificar el grano de maíz desgranado, es mediante una criba o tamiz (ver **Figura 13**), que es una plancha rolada, la cual cuenta con múltiples agujeros en su superficie para que el maíz en grano descienda a través de ellos, de este modo es separado del resto del material que contiene la mazorca, para posteriormente ser recogido en la salida de la máquina, los desechos como hojas y tusas son desalojadas al exterior de la máquina por la salida de la misma por efecto del ventilador.

6.3.1.4. Transmisión de potencia.

La trasmisión de potencia lo realiza mediante poleas y correas, las cuales emplean un motor eléctrico o a combustión como fuente de energía, estos elementos transmiten la potencia a un eje rotatorio soportado por cojinetes, tienen una relación de transmisión la cual reduce la velocidad en la polea conducida.

6.3.1.5. Estructura.

La estructura de la máquina seleccionada, es la encargada de soportar los diferentes sistemas o mecanismos de la máquina, los materiales de la estructura son de; acero, hierro, entre otros, además de que las uniones son por soldadura y atornilladas.

6.4. Parámetros operacionales de la máquina desgranadora.

Para determinar los parámetros operacionales de la máquina a diseñar, inicialmente se realizó un estudio a cinco máquinas desgranadoras de maíz que se encuentran en el medio (ver **Anexo 3**). Este estudio consistió en realizar la observación y medición de las distintas características, componentes y sistemas que poseen dichas máquinas, en la **Tabla 15** se presenta la información extraída, la cual servirá como referencia para el diseño de máquina que se propondrá.

La potencia instalada en las máquinas estudiadas fluctúa entre 13,5 y 21 Hp, a la vez que la producción promedio que se logra obtener está aproximadamente en el rango de 40 y 100 qq/hr, también se identificó la velocidad angular nominal de los motores estacionarios usados la cual es de 3600 rpm, adicionalmente otra característica importante

es la velocidad angular del rotor o eje principal la cual oscila entre 1800 a 2160 rpm, así mismo se logró medir el diámetro del cilindro desgranador el cual varía entre 8,9 a 9,4 cm, a más de que longitud del cilindro desgranador está en el rango de los 47 a 67 cm, el diámetro de la criba fluctúa entre 27 y 32,7 cm.

Los elementos desgranadores instalados en estas máquinas tienen la geometría representada en la **Figura 40**, con una altura que fluctúa entre 52 y 80 mm, así mismo el ancho inferior oscila entre 35 y 44 mm, en cambio el ancho superior está entre los 20 y 25 mm, además la cantidad de estos elementos insertados en las máquinas varía en el rango de 15 a 18 elementos.

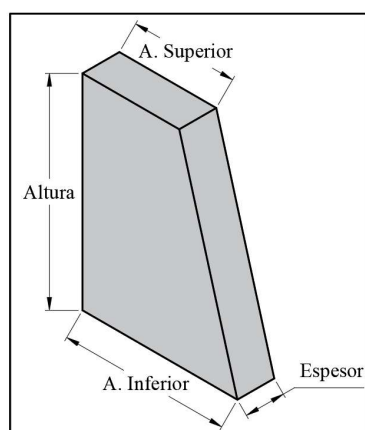


Figura 40. Geometría del elemento desgranador

Fuente: Autor

Tabla 15. Características de las máquinas desgranadoras estudiadas

<i>Característica</i>	<i>Máquina 1</i>	<i>Máquina 2</i>	<i>Máquina 3</i>	<i>Máquina 4</i>	<i>Máquina 5</i>	<i>Unidad</i>
Potencia Instalada	13.5	16	18	18	21	Hp
Producción	40	55	60	60	100	qq/hr
Velocidad angular del motor	3600	3600	3600	3600	3600	rpm
Polea motriz	3	6	6	6	6	in
Polea conducida	5	12	12	12	12	in
Velocidad angular del rotor	2160	1800	1800	1800	1800	rpm
Diámetro del cilindro desgranador	9,2	9,2	9,2	8,9	9,4	cm
Longitud del cilindro desgranador	47	50	50	51	67	cm
Diámetro de la criba	32,7	27,7	27	27	28	cm
Longitud del eje	118	98	96	100	110	cm
Diámetro del eje	38	36	38	38	38	mm
Cantidad de elementos desgranadores	15	15	16	15	18	unidades
Ancho inferior del elemento desgranador	39	40	44	35	40	mm
Altura	80	55	52	54	53	mm
Ancho superior	20	20	24	20	25	mm
Espesor	1/4	1/4	3/8	1/4	3/8	in

Fuente: Autor

6.4.1. Nivel de producción.

El parámetro fundamental para iniciar el diseño de la máquina es la capacidad de producción, para lo cual, a partir del modelo de máquina definido como referencia de diseño, y en conformidad con los niveles de producción y capacidad de producción propuesta por los productores del sector, (ver **Tabla 11**), se establece como dato inicial obtener una producción de maíz desgranado de aproximadamente:

$$\text{Capacidad de producción} = C_{PR} = 680 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} = 1500 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 15 \frac{\text{qq}}{\text{hr}}$$

En consecuencia, se realizó un análisis al maíz producido en el sector para determinar la cantidad de producto necesario para obtener dicha capacidad.

Estableciendo como referencia el obtener un quintal de maíz desgranado (100 lb), se parte de los datos obtenidos de las mediciones realizadas en el **Anexo 4**, por lo tanto, es necesario que la máquina deshoje y desgrane aproximadamente 252 mazorcas de maíz, en un tiempo de aproximado de 4 minutos, esto para obtener 1 quintal de maíz ya procesado.

A partir de este dato se procedió a realizar una relación para determinar la cantidad de producto a desgranar, la cual resultó de aproximadamente de 5040 mazorcas de maíz, en un tiempo de una hora.

6.4.2. Consideraciones para el diseño del eje principal de la máquina.

Para las consideraciones de diseño del rotor, se ejecutó pruebas de funcionamiento en una máquina desgranadora que se encuentra en el medio, para la identificación de la máquina puesta a prueba se la ha denominado máquina 3, la cual se la puede visualizar en el **Anexo 3**.

A continuación, en la **Tabla 16** se presentan los resultados obtenidos:

Tabla 16. Resultados de pruebas de funcionamiento

<i>Prueba</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>Unidad</i>
Peso del maíz sin desgranar	13,85	14,2	13,85	14,3	13,25	kg
Peso del maíz desgranado	s/d	11,65	11,2	12,1	10,55	kg
Tiempo de desgranado	s/d	115	73	33	17	s
Revoluciones en el eje del motor	s/d	1481,7	2013,7	2504,1	3010,8	rpm
Revoluciones en el rotor	s/d	740,85	1006,85	1252,05	1505,4	rpm
Velocidad del viento	s/d	5,8	8,3	10	13,2	m/s

Fuente: Autor

6.4.2.1. Análisis de los resultados de las pruebas de funcionamiento.

Se realizó cinco pruebas de funcionamiento, clasificando 5 muestras de 60 mazorcas de maíz cada una, obteniendo un peso aproximadamente igual en cada muestra,

cada prueba se realizó a diferente frecuencia de giro del motor, evidenciando en cada una; la calidad del desgranado, el tiempo, y el funcionamiento del ventilador.

Para la primera prueba, como se evidencia en la tabla anterior no se obtuvo datos, debido a que no se logró reducir las revoluciones del motor a 1000 rpm, ya que dejaba de funcionar, por tal razón, no se pudo realizar el ensayo.

Para la segunda prueba ejecutada, se revolucionó el motor a la cantidad de 1481,7 rpm, esto se midió con el uso de un tacómetro digital (ver **Anexo 5**). En el cilindro desgranador de acuerdo a la transmisión de potencia se calculó, 740,85 rpm, inmediatamente después, con el uso de un anemómetro se logró medir la velocidad del viento generada por el ventilador, llegando a ser de 5,8 m/s. Para esta prueba se utilizó la cantidad ya mencionada de 60 mazorcas de maíz en hoja, cuyo peso fue de 14,20 kg, y se logró desgranar en un tiempo aproximado de 123 segundos, obteniendo el resultado de 11,65 kg de maíz desgranado. En esta prueba se tuvo que introducir paulatinamente las mazorcas de maíz ya que se producía un atascamiento de la máquina, así mismo se identificó que la máquina no expulsa adecuadamente los residuos de la tusa y hoja del maíz a esta frecuencia de giro, esto se evidencia en las imágenes mostradas en el **Anexo 5**, de igual forma se puede notar una cantidad considerable de residuos de tusa en el maíz desgranado, por lo que se puede concluir con esta segunda prueba, que la frecuencia de giro no son las más adecuadas para realizar el desgranado de maíz.

Para la tercera prueba realizada, se obtuvo similares resultados a la prueba número anterior, se fijó las revoluciones del motor a una frecuencia de giro de 2013,7 rpm, (**Anexo 6**), igualmente se midió la velocidad del viento siendo de 8,3 m/s. En esta prueba, se pudo desgranar el maíz en un tiempo aproximado de 73 segundos, igualmente se identificó cantidad de residuos de tusa en el maíz desgranado, en esta prueba también se concluye que las revoluciones obtenidas en el rotor no son las más adecuadas para desgranar el maíz, ya que no se efectúa una correcta limpieza del maíz desgranado.

En el cuarto ensayo efectuado, la frecuencia de giro fue de 2504,1 rpm, obteniendo así 1252,05 rpm, en el eje principal de la máquina, la velocidad del viento tuvo un valor de 10 m/s, en esta prueba los resultados mejoraron, ya que el maíz fue desgranado en un tiempo aproximado de 33 segundos, por lo que se pudo introducir más rápido las mazorcas de maíz en la máquina, obteniendo un maíz más limpio (ver **Anexo 7**), con poco residuos de tusa, así mismo la expulsión de la hoja y tusa se efectuó de mejor manera.

Finalmente, se realizó una quinta y última prueba, donde la frecuencia de giro del motor se estableció en 3010,8 rpm, obteniendo en el eje principal 1504,4 rpm, y una

velocidad del viento de 13,2 m/s. En esta quinta prueba se obtuvo un desgranado más rápido, logrando desgranar las mazorcas de maíz en un tiempo aproximado de 17 segundos, logrando así mismo un desgranado más limpio (ver **Anexo 8**), de igual manera la expulsión de la hoja y tusa mejoró en comparación a las pruebas anteriores.

En conclusión, en base a estas pruebas realizadas, la frecuencia de giro que mejores resultados se obtuvo es de aproximadamente 3000 rpm en el motor, y en el eje principal 1500 rpm, por lo que, se toma este valor como parámetro de operación para la máquina a diseñar.

6.4.2.2. Estimación de la longitud del cilindro desgranador acoplada a la capacidad de producción.

Los elementos de trabajo de la máquina, tienen las características y dimensiones presentadas en la **Tabla 15**, analizando la capacidad de producción, se evidencia que son máquinas de alta capacidad, por lo que en este caso se optó por la capacidad de producción definida mediante la encuesta realizada a los agricultores del sector, la cual se estimó, tomando un promedio de las opciones propuestas, por lo tanto, la capacidad definida es de 15 qq/hr. Para determinar la longitud del cilindro desgranador se tomó en cuenta las características de las máquinas consultadas, de este modo se plantea la hipótesis que la capacidad de la desgranado, es proporcional a la longitud del cilindro, tal y como se muestra en la gráfica presentada en la **Figura 41**.

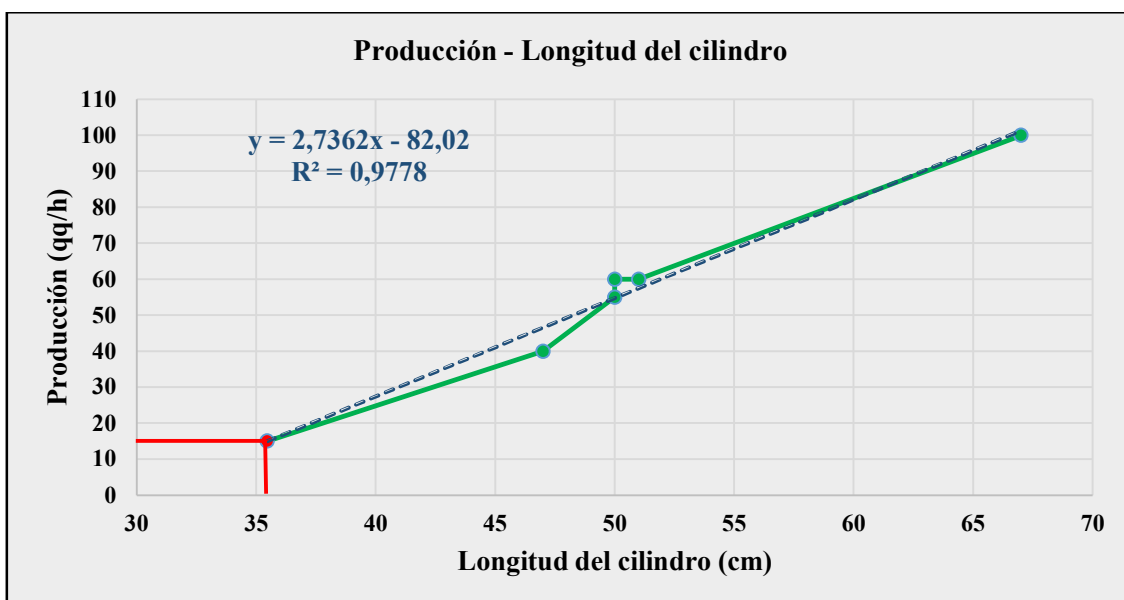


Figura 41. Gráfica entre producción y longitud de cilindro

Fuente: Autor

Aplicando la **Ecuación 40**, la cual corresponde a la línea de tendencia determinada con los datos de las máquinas caracterizadas, se obtendrá la producción semejante a la

propuesta anteriormente, lo cual valida la hipótesis propuesta de que la producción es proporcional a la longitud del cilindro.

$$C_{PR} = 2,7362 l_{cil} - 82,02 \quad [qq/h] \quad \text{Ecuación 40}$$

Despejando la variable l_{cil} se obtiene la siguiente magnitud:

$$l_{cil} = \frac{C_{PR} + 82,02}{2,7362} = \frac{15 + 82,02}{2,7362} = 35,45 \text{ cm}$$

6.4.3. Determinación de la potencia de desgranado.

Un parámetro esencial para el diseño del rotor de la máquina es la fuerza necesaria para desgranar el maíz, para determinar dicha fuerza, se decidió emplear los datos obtenidos a partir de las máquinas estudiadas, a partir de la información de cada una de las 5 desgranadoras, se tomó los datos de capacidad de producción, potencia instalada de la cual, se obtuvo el torque que necesita cada máquina para obtener la producción que genera cada una, empleando el dato ya definido de velocidad angular, de este modo se construyó la **Tabla 17**, y a partir de esta se generó la gráfica presentada en la **Figura 42**.

Tabla 17. Información de las máquinas consultadas

Máquina	Potencia (Hp)	Torque (N.m)	Producción (qq/hr)
Máquina 1	13,5	64,1	40
Máquina 2	16	76,0	55
Máquina 3	18	85,5	60
Máquina 4	18	85,5	60
Máquina 5	21	99,7	100

Fuente: Autor

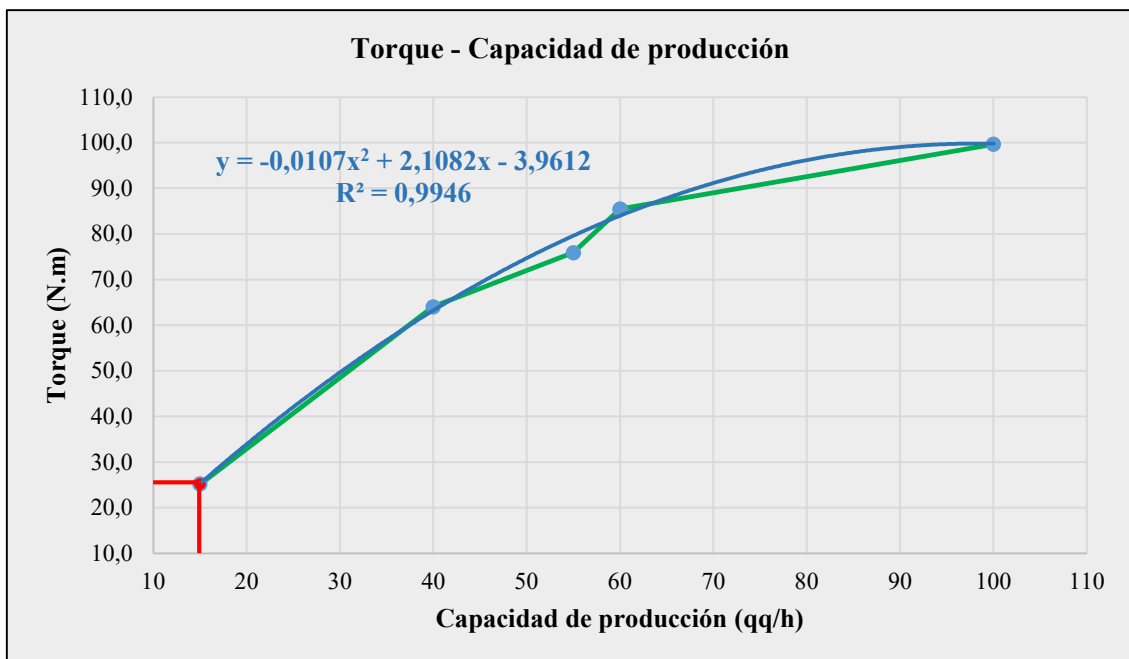


Figura 42. Gráfica, torque-capacidad de producción

Fuente: Autor

En base a gráfica de la **Figura 39**, se obtuvo la **Ecuación 41**, mediante la generación de una línea de tendencia de orden cuadrático, cuyo valor de torque está en función de la capacidad de producción.

Ahora bien, con el fin de determinar el torque necesario para la máquina a diseñar, se empleó el dato de producción ya definido de 15 qq/hr, obteniendo el siguiente valor:

$$T = -0,0107C_{PR}^2 + 2,1082C_{PR} - 3,9612 \quad [N.m] \quad \text{Ecuación 41}$$

$$T = -0,0107(15)^2 + 2,1082(15) - 3,9612$$

$$T = 25,25 \quad [N.m]$$

A partir de la magnitud de torque y la velocidad angular definida 1500 rpm (157,08 rad/s), se obtiene la potencia necesaria para deshojar y desgranar el maíz, a partir de la **Ecuación 42**.

$$P_m = T * w \quad [W] \quad \text{Ecuación 42}$$

$$P_m = (25,25 N.m) * (157,08 \text{ rad/s})$$

$$P_m = 3967 W = 5,32 Hp$$

6.4.3.1. Cálculo de la potencia a transmitir (P_t).

Para calcular la potencia que debe transmitir el motor se calcula de manera directa con la eficiencia del sistema de transmisión que se implementará en el diseño, que en este caso serán las bandas en V, que según Budynas & Nisbett, (2008), la eficiencia en este tipo de bandas varía entre 70 a 96%, por lo que se adoptó una eficiencia de 90%, siendo así la potencia necesaria en base a la **Ecuación 43** es:

$$P_t = \frac{P_m}{\eta} \quad \text{Ecuación 43}$$

$$P_t = \frac{5,32 Hp}{0,90} = 5,91 Hp$$

6.4.3.2. Cálculo de la potencia de diseño (P_d)

Para determinar la potencia de diseño se toma en cuenta el factor de servicio acoplado al tipo de máquina a diseñar, este factor se lo toma de la **Tabla 34**, ubicada en el **Anexo 16**, el cual se estableció el valor de 1,4 considerando una máquina a combustión interna mono cilíndrica, con un servicio intermedio de hasta 7 horas diarias, considerando que se encuentra en el grupo de las máquinas de ladrillos, compresores a pistón, molinos de martillos entre otras y aplicando la **Ecuación 26**, se determinó la siguiente potencia de diseño:

$$P_d = P_t * f_s = (5,91 Hp) * (1,4)$$

$$P_d = 8,28 \text{ Hp} = 6,17 \text{ kW}$$

6.4.4. Selección del motor

Para la selección del motor se tomó en cuenta los siguientes parámetros:

- Accionamiento de la máquina mediante un motor a combustión interna, debido a que el desgranado mayoritariamente se lo realiza en el lugar donde se encuentra el sembrío de maíz, lugar donde comúnmente no se cuenta con energía eléctrica.
- La potencia de diseño previamente calculada, considerando factor de servicio y el rendimiento que tiene la transmisión de potencia mediante correas trapezoidales.
- Velocidad en el eje del motor hasta 3600 rpm.

Empleando el catálogo Briggs and Stratton, (2019), (ver **Anexo 17**), se seleccionó un motor con las siguientes características:

- Potencia = 10 Hp
- Velocidad = 3600 rpm
- Diámetro del eje = 1 pulgada
- Tipo de arranque manual

6.5. Diseño mecánico de la desgranadora de maíz.

6.5.1. Diseño de la transmisión de potencia.

El cálculo de la transmisión de potencia inició con la selección del motor, de acuerdo a los parámetros de diseño ya presentados.

Si bien es cierto, la potencia del motor seleccionado es mayor a la potencia de diseño, esto se debe a que el rango de velocidad de trabajo establecido para el motor debe oscilar en el rango, de las 3000 revoluciones por minuto, y analizando la curva de potencia del motor seleccionado a esa frecuencia de giro, la potencia es de 8,5 Hp como se observa en la **Figura 43**.

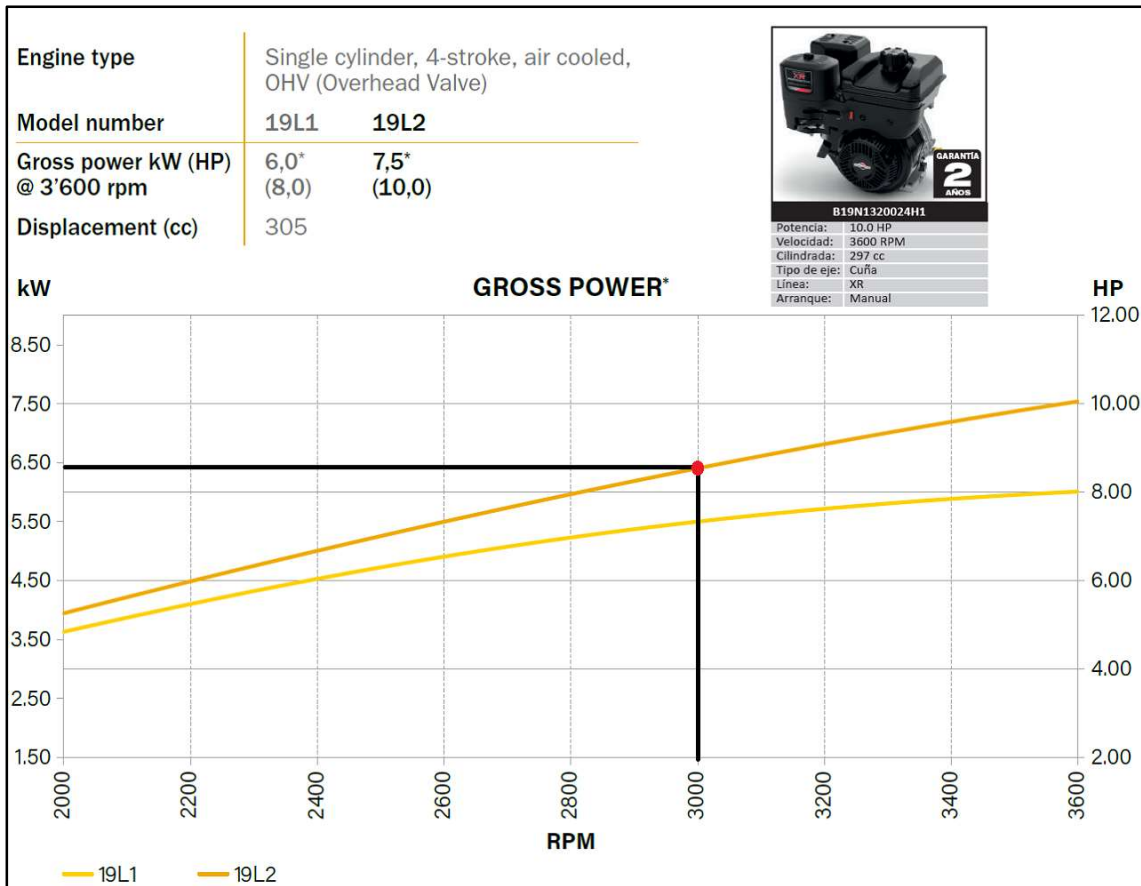


Figura 43. Curva de potencia del motor de 10 Hp seleccionado

Fuente:(Engines, 2021)

6.5.1.1. Sección de la correa.

Para determinar la sección de correa a utilizar para la transmisión de potencia, se utiliza la **Figura 19**, con datos de velocidad angular de la polea menor y la potencia de diseño, la sección de la correa seleccionada es de **TIPO A**

6.5.1.2. Relación de transmisión.

La máquina desgranadora tendrá una relación de transmisión de reducción de velocidad, de manera que el eje gire a la velocidad establecida de 1500 rpm, para ello se empleó la **Ecuación 14** y se obtuvo la siguiente relación:

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{3000 \text{ rpm}}{1500 \text{ rpm}} = 2$$

6.5.1.3. Selección de la polea menor (D_1)

La polea menor será instalada al eje del motor, cuyo diámetro será de 152,4 mm, con un diámetro primitivo (d_1) de 145,8 mm, si bien autores como (Budynas & Nisbett, 2012) sugieren un diámetro mínimo de polea igual a 76,2 mm (3 in), en este diseño no se toma en cuenta ese diámetro debido a que se realizó un cálculo previo donde, se constató que se ocuparían muchas correas.

En base la metodología de cálculo del catálogo de correas industriales Dunlop Argentina S.A., (s.f.), se debe verificar que el diámetro primitivo de la polea menor no esté por debajo de lo aconsejado en la **Tabla 35** ubicada en anexos.

6.5.1.4. Selección de la polea mayor (D_2).

Para obtener el diámetro de la polea mayor se emplea la **Ecuación 14**, despejando (D_2), el diámetro de polea conducida resulta de:

$$D_2 = D_1 * i = 152,4 \text{ mm} * 2 = \mathbf{304,8 \text{ mm}}$$

Empleando las dimensiones de las poleas, mostradas en el **Anexo 18**, se determinó el diámetro primitivo de la polea mayor (d_2) igual a 298,2 mm.

6.5.1.5. Distancia entre centros (D_{ce}).

Para la distancia entre centros se propone una longitud de 600 mm, la cual se verificará si es adecuada, utilizando el concepto de Budynas & Nisbett, (2008) que se expresa en la **Ecuación 19**.

$$D_{ce} \leq 3(D_1 + D_2)$$

$$600 \text{ mm} \leq 3(152,4 \text{ mm} + 304,8 \text{ mm})$$

$$\mathbf{600 \text{ mm} \leq 1371,6 \text{ mm}}$$

Se verifica el primer criterio que la distancia entre centros no debe ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de polea.

$$D_{ce} > (D_2)$$

$$\mathbf{600 \text{ mm} > 304,8 \text{ mm}}$$

Se comprueba el segundo razonamiento que la distancia entre centros no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor.

6.5.1.6. Longitud de paso de correa (L_p).

La longitud de paso de correa se la calculó a partir de la **Ecuación 20**, cuyo resultado se muestra a continuación:

$$L_p = 2(D_{ce}) + 1,57(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4D_{ce}}$$

$$L_p = 2(600 \text{ mm}) + 1,57(298,2 \text{ mm} + 145,8) + \frac{(298,2 \text{ mm} - 145,8 \text{ mm})^2}{4(600 \text{ mm})}$$

$$\mathbf{L_p = 1910 \text{ mm}}$$

Según la **Tabla 36**, corresponde a la correa sección “**A-74**”

6.5.1.7. Factor de corrección de la longitud de la correa (F_{cl}).

Para obtener este factor de corrección se realizó la selección con el tipo de correa obtenido A-74, en la **Tabla 37**, en este caso no se encuentra especificado un valor para la

correa A74, por lo que se adopta el valor inmediatamente superior que corresponde a un factor de corrección igual a:

$$F_{cl} = 1,02$$

6.5.1.8. Ángulo de contacto sobre la polea menor (α).

El arco de contacto sobre la polea menor se la determinó con la **Ecuación 21**, obteniendo un ángulo de contacto igual a:

$$\alpha = 180 - 57 * \left(\frac{d_2 - d_1}{D_{ce}} \right)$$

$$\alpha = 180 - 57 * \left(\frac{298,2 \text{ mm} - 145,8 \text{ mm}}{600 \text{ mm}} \right) = 165,52^\circ$$

6.5.1.9. Factor de corrección del ángulo de contacto ($F_{c\alpha}$).

Para determinar este parámetro se utiliza la **Tabla 38**, empleando el valor de ángulo de contacto determinado anteriormente, obteniendo así el siguiente factor de corrección:

$$F_{c\alpha} = 0,97$$

6.5.1.10. Cálculo de la velocidad de la correa (V_c).

El cálculo de la velocidad tangencial, se lo realizó para verificar que dicha velocidad no supere la velocidad máxima establecida para dichas correas la cual es de 30 m/s, aplicando la **Ecuación 22**, se obtiene una velocidad en la correa:

$$V_c = \frac{(\pi * d_1 * N)}{60 * 1000} = \frac{(\pi * 145,8 \text{ mm} * 3000 \text{ rpm})}{60 * 1000}$$

$$V_c = 22,9 \text{ m/s}$$

6.5.1.11. Prestación base y prestación adicional por relación de transmisión

La prestación base de potencia de la polea de menor diámetro primitivo se la obtuvo de la **Tabla 39**, considerando la velocidad angular de dicha polea en este caso de 3000 rpm, de similar forma se determina la prestación adicional de la misma tabla mencionada, considerando la relación de transmisión que es igual a 2.

$$P_b = 5,44 \text{ Hp}$$

$$P_{AP} = 0,5 \text{ Hp}$$

6.5.1.12. Potencia efectiva por correa (P_{ef}).

La potencia efectiva por correa, resulta de la aplicación de la **Ecuación 23**, cuyo resultado es el siguiente:

$$P_{ef} = (P_b + P_{AP}) * F_{cl} * F_{c\alpha}$$

$$P_{ef} = (5,44 \text{ Hp} + 0,5 \text{ Hp}) * 1,02 * 0,97 = 5,88 \text{ Hp}$$

6.5.1.13. Cantidad de correas.

Empleando la **Ecuación 29**, se obtiene un cociente entre la potencia que transmitir el motor, que en este caso es de 8,5 Hp y la potencia efectiva por correa que, de acuerdo a los cálculos previos, resulto ser de 5,88 Hp por correa.

$$\#C = \frac{P_d}{P_{ef}} = \frac{8,5 \text{ Hp}}{5,88 \text{ Hp}} = 1,44 \text{ Correas}$$

Al determinarse un valor superior a uno, se toma la cantidad de 2 correas, en la **Tabla 18**, se presenta el resumen de la transmisión calculada, así mismo en la **Figura 44**, se presenta el diagrama cinemático de la desgranadora de maíz.

Tabla 18. Resumen de la transmisión calculada

Relación de transmisión	Reducción de velocidad (i=2)
Diámetro de p Polea menor	$D_1 = 152,4 \text{ mm} = 6 \text{ in}$
Diámetro de p Polea mayor	$D_2 = 304,8 \text{ mm} = 12 \text{ in}$
Tipo de correa	A-74
Distancia entre centros	60 cm
Cantidad de correas	2 correas

Fuente: Autor

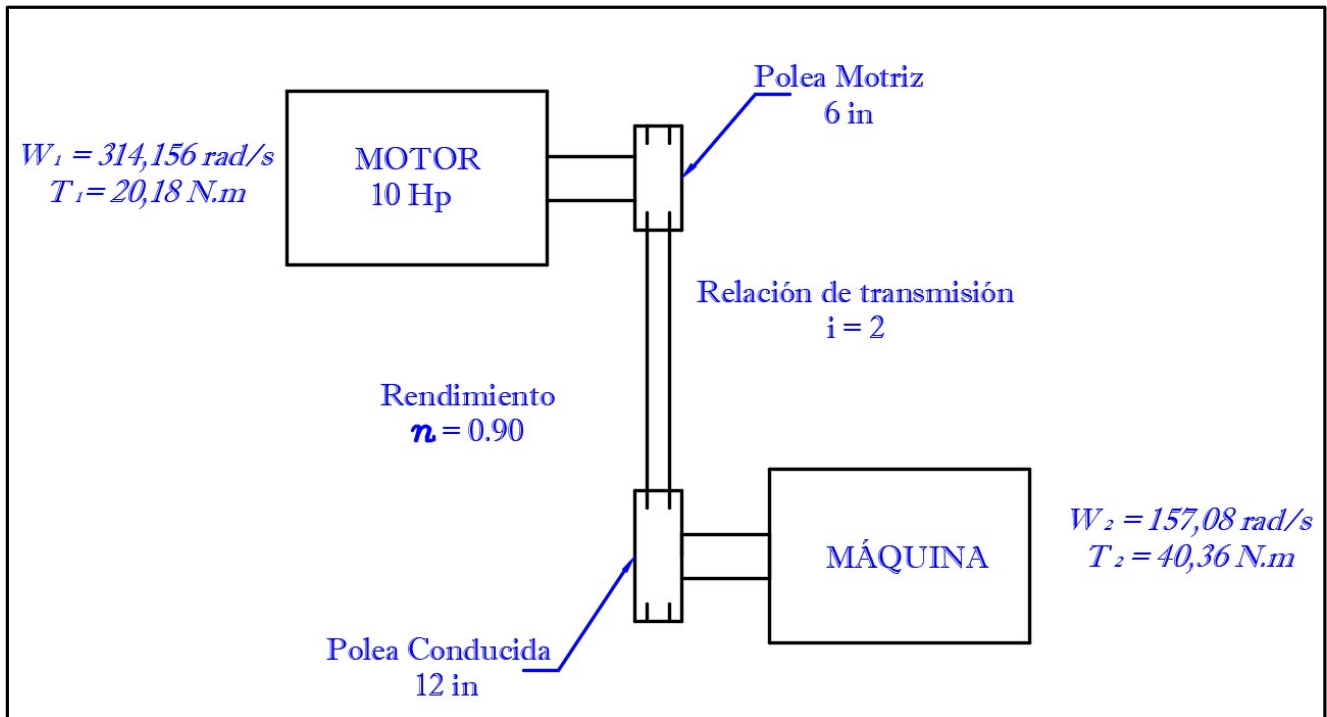


Figura 44. Diagrama cinemático de la desgranadora

Fuente: Autor

6.5.2. Diseño del eje de transmisión.

Para el diseño del eje de transmisión se partió del esquema que se muestra en la **Figura 45**, el cual muestra un eje pasado de longitud similar al de la máquina tomada

como referencia de diseño (645 mm), al cual se le determinará el diámetro mínimo (D_{eje}), que soporte las cargas a las que estará sometido, así mismo sobre el eje se montará un tubo de acero comercial cuyo diámetro exterior se propuso de acuerdo a las máquinas similares estudiadas anteriormente y es de un valor de (88,9 mm), para luego ser validado por las teorías de resistencia de materiales, así mismo, la longitud del cilindro será de (355 mm), la cual se analizó anteriormente para acoplar la longitud del cilindro a la capacidad de producción especificada, del cual se determinará el espesor mínimo (e_1), que soportará las cargas de fuerza ejercidas por los elementos desgranadores que estarán soldados en su superficie, así mismo se calculará el espesor de las tapas laterales (e_2) y la resistencia de las uniones por soldadura aplicadas a los elementos desgranadores.

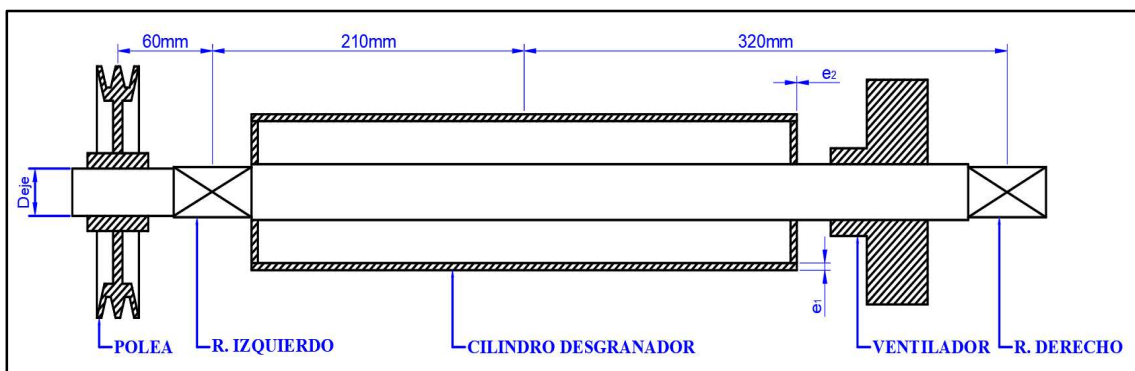


Figura 45. Diagrama del eje a diseñar

Fuente: Autor

Para determinar el diámetro mínimo del eje, se identificaron inicialmente las fuerzas que actúan en dicho elemento, estas fuerzas se representan en la **Figura 46**.

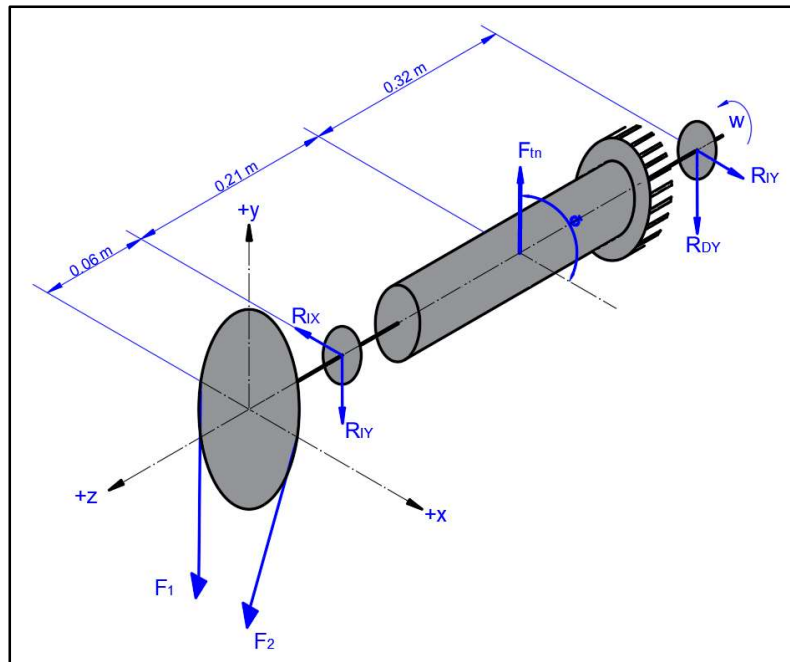


Figura 46. Diagrama de fuerzas actuantes en el elemento de transmisión

Fuente: Autor

Donde, las fuerzas identificadas se encuentran unicamente en el plano xy, las cuales se explican a continuación:

Las fuerzas F_1 y F_2 son las fuerzas generadas por la transmisión de potencia mediante correas trapecoidales, es decir F_1 es la tensión en el ramal tirante y F_2 es la tensión en el ramal flojo.

El vector F_{tn} representa la reacción (fuerza tangencial) generada por los elementos desgranadores al momento de desgranar el maíz, que en este caso se la ha tomado como una fuerza puntual instalada en el centro del cilindro desgranador. Para determinar el ángulo crítico donde se genera el mayor valor de reacción, se realizó un análisis previo, empleando un software de verificación y validación de cálculos de ingeniería como lo es Mathcad, donde se determinó que dicho ángulo tiene un valor de 90° .

Los vectores tanto R_{1X} como de R_{1Y} corresponden a las reacciones generadas en el rodamiento izquierdo, así mismo R_{2X} como de R_{2Y} pertenecen a las reacciones generadas en el rodamiento derecho.

6.5.2.1. Cálculo de la tensión F_1 .

La máxima tensión en el ramal tirante se la determinó a partir de la **Ecuación 39**, empleando como valor de esfuerzo permisible para correas de caucho el valor de $1,724 \text{ MPa}$ (250 psi) según lo indica Hall et al., (1971), y el área de la correa será de acuerdo a la sección de la banda en este caso es de tipo A, por lo tanto de la **Tabla 6** se toman los valores para determinar el área, en consecuencia el valor de F_1 es el siguiente:

$$F_1 = \sigma_{correa} * A_{correa}$$

$$F_1 = (1,724 \times 10^6 Pa) * (0,0127 m) * (8,73 \times 10^{-3} m) = \mathbf{191,14 N}$$

6.5.2.2. Cálculo de la tensión F₂.

La tensión en el ramal flojo, se la determinó a partir de la **Ecuación 30**, teniendo como datos los siguientes valores:

De acuerdo con Hall et al., (1971) el peso específico de las correas de caucho tiene un valor aproximado de $\gamma = 12214,51 N/m^3 = 0,045 lb/in^3$, otro dato necesario es la velocidad de la correa la cual tiene un valor de $v_c = 22,9 m/s$, de igual forma se necesita el valor de la aceleración de la gravedad la cual tiene un valor de $g = 9,81 m/s^2$.

El peso por unidad de metro w' , resulta de la multiplicación de el peso específico de la banda, por el ancho y espesor de la misma, siendo así se tiene el siguiente valor:

$$w' = \gamma * a * b$$

$$w' = (12214,51 N/m^3) * (0,0127 m) * (8,73 \times 10^{-3} m)$$

$$w' = \mathbf{1,35 N/m}$$

Los autores, Budynas & Nisbett, (2012), mencionan en su libro que el coeficiente de fricción efectivo entre la polea y banda es de $f = 0,5123$, por otro lado, el ángulo de abrazamiento calculado de la polea conducida en radianes es de $\alpha = 3,394 rad$, así mismo se determinó el valor del ángulo θ el cual se muestra en la **Figura 18**, así que, para bandas en V, tiene un valor de 40° . Con todos los datos previamente citados y despejando de la ecuación 30 el valor de F₂ se calculó el siguiente valor de tensión en el ramal flojo.

$$F_2 = \frac{\left[F_1 - \left(\frac{w' * v_c^2}{g} \right) + \left(e^{\frac{f * \alpha}{\text{sen}(\frac{1}{2}\theta)}} \right) * \left(\frac{w' * v_c^2}{g} \right) \right]}{e^{\frac{f * \alpha}{\text{sen}(\frac{1}{2}\theta)}}}$$

$$F_2 = \frac{\left[191,14 N - \left(\frac{1,35 \frac{N}{m} * \left(22,9 \frac{m}{s} \right)^2}{9,81 \frac{m}{s^2}} \right) + \left(e^{\left(\frac{0,5123 * 3,394 rad}{\text{sen}(\frac{1}{2}(40))} \right)} \right) * \left(\frac{1,35 \frac{N}{m} * \left(22,9 \frac{m}{s} \right)^2}{9,81 \frac{m}{s^2}} \right) \right]}{e^{\left(\frac{0,5123 * 3,394 rad}{\text{sen}(\frac{1}{2}(40))} \right)}}$$

$$F_2 = \frac{[191,14 N - 72,16 N + (161,3787 * 72,16) N]}{161,3787} = \mathbf{72,5 N}$$

6.5.2.3. Cálculo de las fuerzas que actúan en la polea.

A partir de las tensiones representadas en la **Figura 47**, se procedió a calcular las componentes que se encuentran en el plano xy.

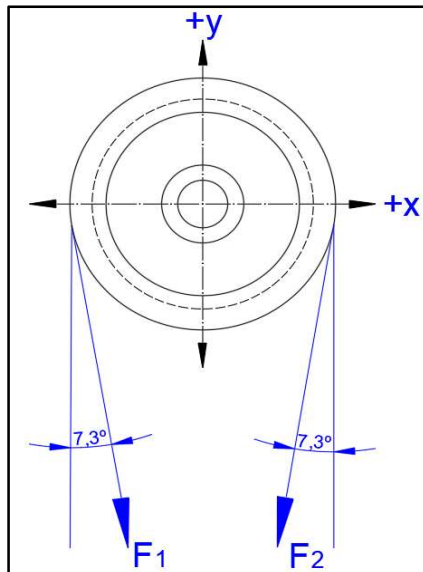


Figura 47. Componentes de F_1 y F_2 en el plano xy

Fuente: Autor

- Componentes de F_1

$$F_{1x} = F_1 * \text{sen}(\beta) = (191,14 \text{ N})(\text{sen}(7,3^\circ)) = 24,287 \text{ N} \rightarrow$$

$$F_{1y} = F_1 * \text{cos}(\beta) = (191,14 \text{ N})(\text{cos}(7,3^\circ)) = 189,59 \text{ N} \downarrow$$

- Componentes de F_2

$$F_{2x} = F_2 * \text{sen}(\beta) = (72,5 \text{ N})(\text{sen}(7,3^\circ)) = 9,21 \text{ N} \leftarrow$$

$$F_{2y} = F_2 * \text{cos}(\beta) = (72,5 \text{ N})(\text{cos}(7,3^\circ)) = 71,91 \text{ N} \downarrow$$

- Fuerzas resultantes en la polea (Plano xy)

$$F_{px} = F_{1x} - F_{2x} = 24,287 \text{ N} - 9,21 \text{ N} = 15 \text{ N} \rightarrow$$

$$F_{py} = F_{1y} + F_{2y} = 189,59 \text{ N} + 71,91 \text{ N} = 261,5 \text{ N} \downarrow$$

6.5.2.4. Fuerza tangencial en el cilindro desgranador.

La fuerza tangencial generada en el cilindro desgranador, como ya se mencionó anteriormente es el resultado de la reacción a la fuerza formada en el proceso de desgranar el maíz, cuyo ángulo denominado crítico posiciona a esta fuerza en el eje vertical (eje y) con dirección hacia arriba (ver **Figura 46**), esta fuerza mencionada se la obtiene a partir de la **Ecuación 44**, donde el momento torsor presente en el cilindro tiene un valor de $M_T = 40,36 \text{ N.m}$ el cual se encuentra especificado en el diagrama cinemático de la **Figura 44**, el diámetro exterior del cilindro desgranador tiene un valor de 88,9 mm por consiguiente dicha fuerza tiene la siguiente magnitud de fuerza:

$$F_{tn} = \frac{2 * M_T}{D_c}$$

Ecuación 44

$$F_{tn} = \frac{2 * 40,36 \text{ N.m}}{0,0889 \text{ m}} = 907,98 \text{ N}$$

- Cálculo de las componentes de la fuerza tangencial en el plano xy

$$F_{tnx} = F_{tn} * \cos \varphi = 907,98 \text{ N} * \cos(90^\circ) = 0 \text{ N}$$

$$F_{tny} = F_{tn} * \sin \varphi = 907,98 \text{ N} * \sin(90^\circ) = 907,98 \text{ N}$$

6.5.2.5. Análisis de cargas en el eje X.

Para el análisis de las cargas, se representó en el diagrama de cuerpo libre las fuerzas presentes en este eje, tal y como se muestra en la **Figura 48**, a partir de este diagrama se calculó el valor de las reacciones, empleando las ecuaciones de estática como son:

- $\sum F_X = 0$ Sumatoria de momentos en x igual a cero
- $\sum M_i = 0$ Sumatoria de momentos de acuerdo al punto i igual a cero

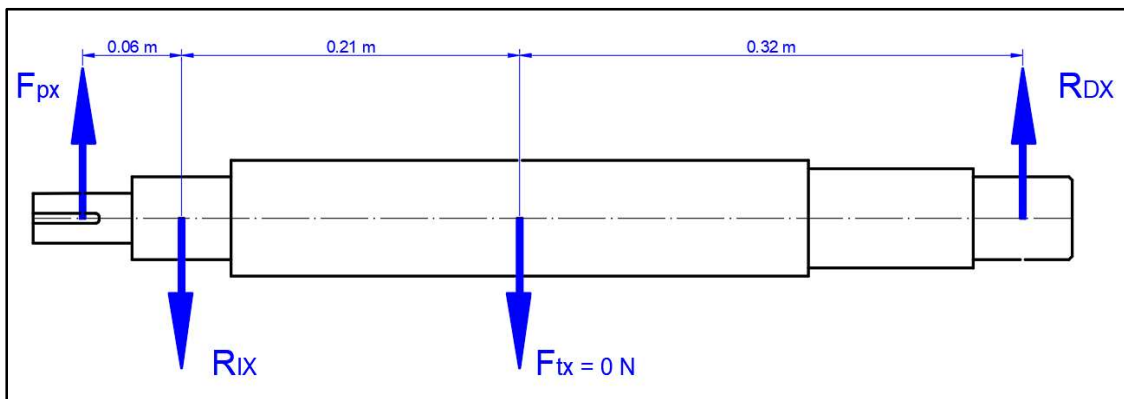


Figura 48. Cargas en Dirección X

Fuente: Autor

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

$$F_{px} - R_{IX} - F_{tnx} + R_{DX} = 0$$

$$R_{IX} = -F_{tnx} + R_{DX} + F_{px} = 1,698 \text{ N} + 15 \text{ N} = \mathbf{16,7 \text{ N} \downarrow}$$

$$+\curvearrowright \sum M_{R_{IX}} = 0$$

$$-F_{px} * (0,06\text{m}) - F_{tnx} * (0,21\text{m}) + R_{DX} * (0,53\text{m}) = 0$$

$$R_{DX} = \frac{(15 \text{ N} * (0,06\text{m}))}{(0,53\text{m})} = \mathbf{1,698 \text{ N} \uparrow}$$

6.5.2.6. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector en el eje X.

Haciendo uso del software MD Solid, que es un programa que sirve para realizar diferentes análisis mecánicos, en este caso se lo empleo para la realización de los diagramas de esfuerzo cortante (ver **Figura 49**), de igual forma para la realización del diagrama de momento flector presentado en la **Figura 50**.

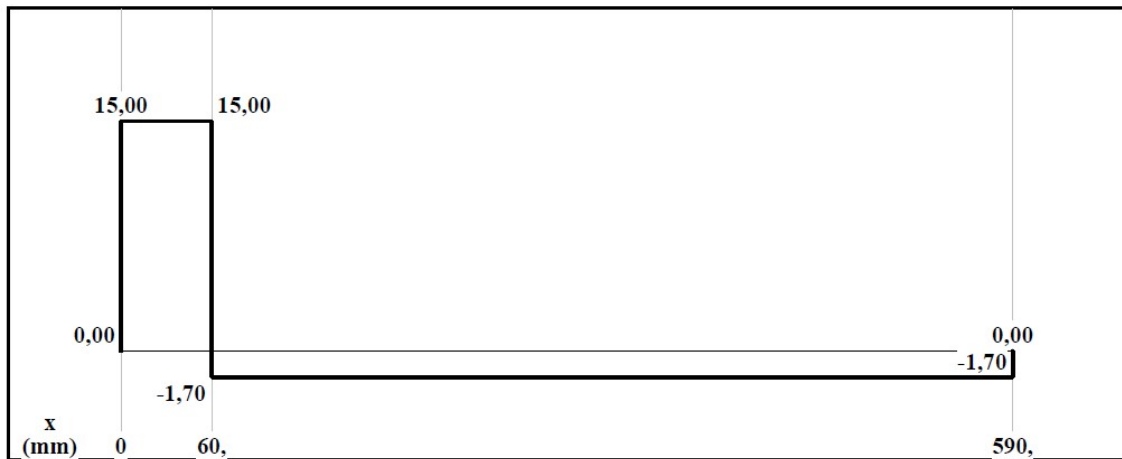


Figura 49. Diagrama de esfuerzo cortante en el Eje x (N)

Fuente: Autor

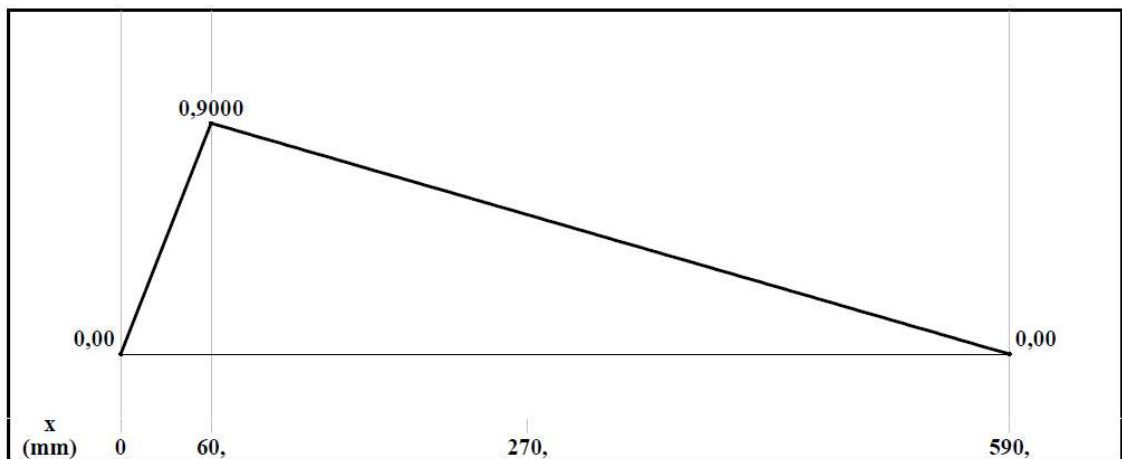


Figura 50. Diagrama de Momento Flector en el eje x (N.m)

Fuente: Autor

6.5.2.7. Análisis de las cargas en el eje Y.

De similar forma al análisis anterior, se realizó el diagrama de cuerpo libre para las fuerzas actuantes en el eje (Y), las cuales se pueden observar en la **Figura 51**, haciendo uso de las ecuaciones de equilibrio mencionadas anteriormente, y el uso del software MD Solid, se calculó las reacciones generadas, así como los diagramas de esfuerzo cortante (ver **Figura 52**) y el diagrama de momento flector (**Figura 53**).

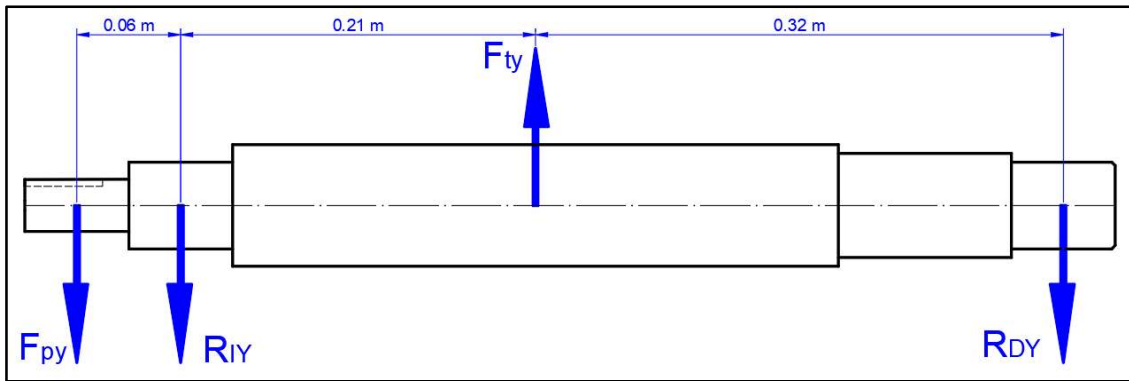


Figura 51. Cargas en dirección Y

Fuente: Autor

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-F_{py} - R_{ly} + F_{ty} - R_{dy} = 0$$

$$R_{ly} = F_{ty} - R_{dy} - F_{py} = 907,98 \text{ N} - 389,94 \text{ N} - 261,5 \text{ N} = 257,11 \text{ N} \downarrow$$

$$+\curvearrowright \sum M_{R_{ly}} = 0$$

$$F_{py} * (0,06\text{m}) + F_{ty} * (0,21\text{m}) - R_{dy} * (0,53\text{m}) = 0$$

$$R_{dy} = \frac{261,5 \text{ N} * (0,06\text{m}) + 907,98 \text{ N} * (0,21\text{m})}{(0,53\text{m})} = 389,37 \text{ N} \downarrow$$

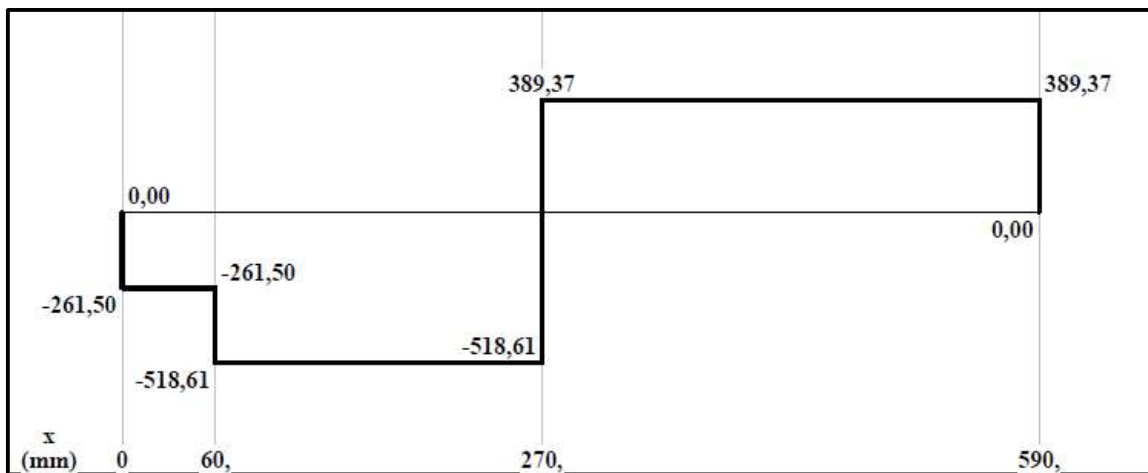


Figura 52. Diagrama de esfuerzo cortante en el eje y (N)

Fuente: Autor

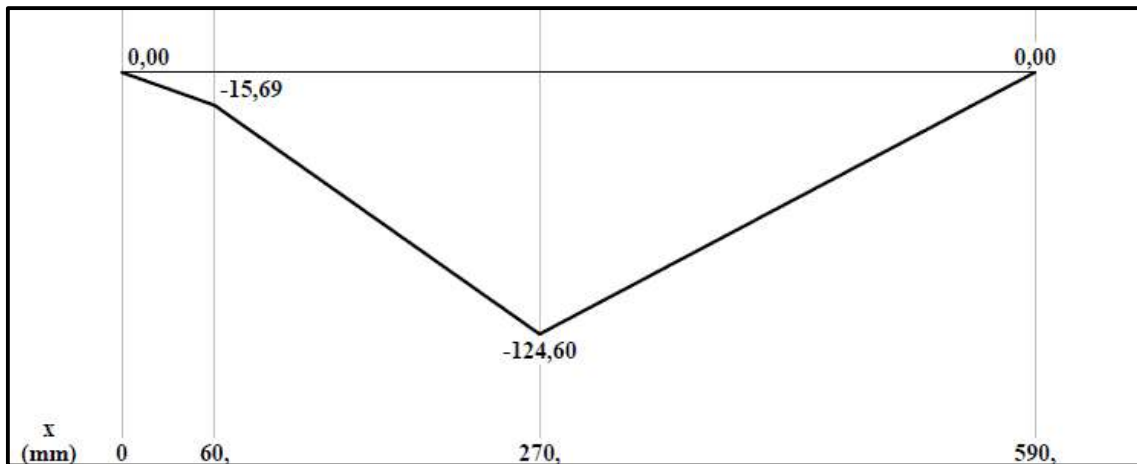


Figura 53. Diagrama de momento flector en el eje y (N.m)

Fuente: Autor

6.5.2.8. Cálculo del diámetro mínimo del eje.

El diámetro mínimo que tendrá el eje de transmisión de potencia, para soportar las cargas que se han considerado en este diseño, se lo determinó a partir de la teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST), haciendo uso de la **Ecuación 6**, para lo cual fue necesario determinar parámetros como el coeficiente de seguridad que en este caso se lo estipuló a partir de la metodología propuesta por Hamrock et al., (2000), resultando un valor de $n_s = 2,28$ de igual manera es necesario conocer el torque generado en el eje, en este caso tiene un valor de $M_T = 40,36 \text{ N.m}$.

El material que se empleará para el diseño del eje será un acero AISI 1018, el cual es un acero comúnmente utilizado en este campo, en el catálogo de DIPAC, (2020), se presentan las características, composición química y los diámetros disponibles comercialmente para este tipo de acero (ver **Anexo 23**).

Utilizando los diagramas de momento flector, creados con el uso del software MD Solid, se determinó los momentos flectores máximos presentes en cada eje analizado, resultando en el eje X, un momento resultante máximo de $M_{RX} = 0,9 \text{ N.m}$ de igual forma para el eje Y, se determinó un momento resultante máximo de $M_{RY} = -124,6 \text{ N.m}$ de estos momentos calculados se determinó el módulo del momento resultante máximo, aplicando la **Ecuación 45**.

$$M_R = \sqrt{M_{RX}^2 + M_{RY}^2} \quad \text{Ecuación 45}$$

$$M_R = \sqrt{(0,9 \text{ N.m})^2 + (-124,6 \text{ N.m})^2} = 124,6 \text{ N.m}$$

Con todos los parámetros mencionados el diámetro mínimo que deberá tener la geometría con la cual se deseñe el eje, se lo presenta a continuación:

$$D_{eje} = \left(\frac{(32 * n_s)}{\pi * S_y} * \sqrt{M_R^2 + M_T^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{eje} = \left(\frac{(32 * 2,28)}{\pi * 235000000 Pa} * \sqrt{(124,6 N.m)^2 + (40,36 N.m)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{eje} = 0,0235 m = 23,5 mm$$

6.5.3. Cálculo del espesor de cilindro e , mediante la teoría del esfuerzo cortante.

Inicialmente, de acuerdo a descripciones previas la longitud del cilindro desgranador es de 35 cm, así mismo se propone un diámetro exterior de 88,9 mm, esto en base a dimensiones de máquinas similares (**Tabla 15**), de modo que, el espesor mínimo que el cilindro soporta se lo calculó en base al esfuerzo admisible del material.

A partir del catálogo (IMPORT ACEROS, 2020), se seleccionó un perfil de tubería cédula 40, cuyo material de fabricación es el acero ASTM A53, con característica de resistencia a la fluencia de 17,26 MPa (ver **Anexo 24**).

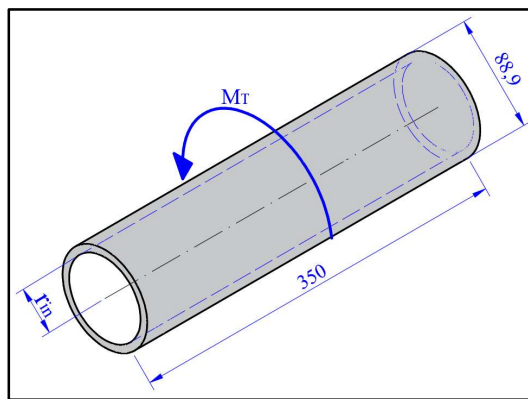


Figura 54. Cilindro Desgranador

Fuente: Autor

Según (Budynas & Nisbett, 2012), mencionan en su libro que la resistencia al cortante del acero basándose en la teoría del esfuerzo cortante máximo es 0,5 del esfuerzo a la fluencia del material, para este caso la resistencia del material será:

$$\tau_{cc} = 0,5 * \sigma_{flu} = 0,5 * 17,26 MPa = 8,63 MPa$$

Seguidamente para determinar el esfuerzo admisible se aplica la **Ecuación 46**, para lo cual es necesario aplicar el coeficiente de seguridad, por lo tanto, dicho esfuerzo es el siguiente:

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{cc}}{n_s} \tag{Ecuación 46}$$

$$\tau_{admc} = \frac{8,63 MPa}{2,28} = 3,78 MPa$$

Seguidamente, es necesario encontrar el momento polar de inercia de un cilindro hueco, el cual se lo calcula mediante la **Ecuación 47**, en la cual intervienen el radio exterior del cilindro que es de $r_{ex} = 0,04445 \text{ m}$ y el radio interior r_{in} el cual será la variable a despejar.

$$J = \frac{\pi}{2} * (r_{ex}^4 - r_{in}^4) \quad \text{Ecuación 47}$$

$$J = \frac{\pi}{2} * (0,04445^4 - r_{in}^4)$$

Ahora bien, reemplazando el valor de J en la **Ecuación 4**, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\tau_{admc} = \frac{M_T * r_{ex}}{J} = \frac{M_T * r_{ex}}{\frac{\pi}{2} * (r_{ex}^4 - r_{in}^4)}$$

En consecuencia, la ecuación para encontrar el radio interior mínimo es la siguiente:

$$r_{in} = \sqrt[4]{r_{ex}^4 - \frac{M_T * r_{ex} * 2}{\pi * \tau_{admc}}} = \sqrt[4]{(0,04445 \text{ m})^4 - \frac{40,36 \text{ Nm} * 0,04445 \text{ m} * 2}{\pi * 3,78 \times 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$r_{in} = 0,0436 \text{ m} = \mathbf{43,56 \text{ mm}}$$

Ahora bien, el diámetro interior calculado es de 87,13 mm, por lo tanto, el espesor mínimo que soporta las cargas generadas en el cilindro desgranador es de 1,77 mm.

En conclusión, de acuerdo al catálogo de productos el espesor que posee la tubería con el diámetro exterior propuesto es de 5,49 por lo que se acepta emplear dicha tubería, ya que supera el espesor mínimo calculado.

6.5.4. Cálculo del espesor de las cubiertas laterales e2 del cilindro desgranador.

Las denominadas cubiertas laterales, son elementos que además de que sellan el espacio generado entre el cilindro y el eje, sirven como un elemento de unión, ya que estos elementos tendrán una relación concéntrica entre sí y serán unidos mediante soldadura, es por ello, que estas piezas tendrán las dimensiones que se observan en la **Figura 55**. Estas magnitudes de diámetro exterior y diámetro interior son a condición de las medidas ya definidas del cilindro desgranador y del eje en esa sección donde estarán colocadas estas piezas.

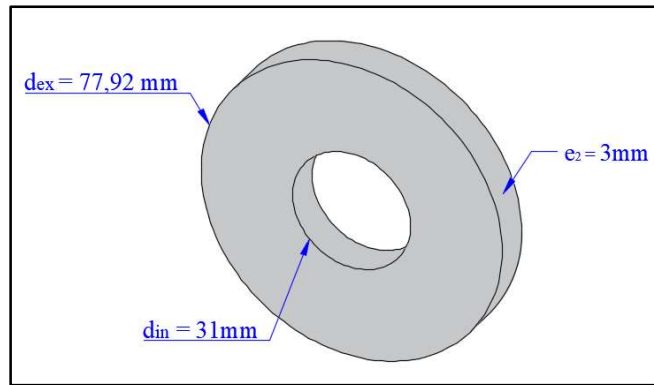


Figura 55. Dimensiones de las cubiertas laterales del cilindro desgranador

Fuente: Autor

En lo que refiere al espesor de las cubiertas, inicialmente se lo propone de 3mm, seguidamente, se procede a la validación de esta magnitud, aplicando la teoría del esfuerzo cortante, ya que en estos elementos se genera una fuerza tangencial que pretenderá cortar las cubiertas.

El material del acero seleccionado para estas piezas, es el ASTM A36, cuya resistencia a la fluencia es de 250 MPa (ver **Anexo 25**), por lo que la resistencia al cortante está dada por la siguiente expresión:

$$\tau_{cl} = 0,5 * \sigma_{flu} = 0,5 * 250 \text{ MPa} = \mathbf{125 \text{ MPa}}$$

Seguidamente, es necesario obtener el esfuerzo admisible, tomando en cuenta el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{admcl} = \frac{\tau_{cl}}{n_s} = \frac{125 \text{ MPa}}{2,28} = \mathbf{54,8 \text{ MPa}}$$

La fuerza tangencial generada en el interior de la pieza mostrada en la **Figura 55**, se la determinó con la **Ecuación 48**, siendo así se obtiene la siguiente fuerza tangencial:

$$F_{ti} = \frac{2 * M_T}{d_{in}} \quad \text{Ecuación 48}$$

$$F_{ti} = \frac{2 * M_T}{d_{in}} = \frac{2 * 40,36 \text{ Nm}}{0,031 \text{ m}} = \mathbf{2603,9 \text{ N}}$$

A continuación, con la fuerza calculada, se procede a la aplicación de la ecuación para esfuerzo cortante, donde; el área que soportará el esfuerzo será el producto del diámetro exterior menos el diámetro interior por el espesor $e_2 = 3 \text{ mm}$, siendo así el esfuerzo generado tiene la siguiente magnitud:

$$\tau_{máxcl} = \frac{F_{ti}}{A_{corte}} = \frac{F_{ti}}{\frac{(d_{ex} - d_{in})}{2} * e_2}$$

$$\tau_{\text{máxcl}} = \frac{2603,9 \text{ N}}{\frac{(0,0809 \text{ m} - 0,031 \text{ m})}{2} * 0,003 \text{ m}} = \mathbf{34,8 \text{ MPa}}$$

En conclusión, al constatar mediante la aplicación de esta teoría, que el esfuerzo máximo generado en las cubiertas laterales es menor que el admisible por el material ($\tau_{\text{máxcl}} < \tau_{\text{admcl}}$), se valida que el espesor y el material seleccionado son apropiados.

6.5.5. Cálculo de rodamientos

El dimensionado de los rodamientos, se lo realizó, ejecutando la metodología propuesta por el catálogo FAG, (2000), la cual se rige al método normalizado (DIN/ISO 281), para rodamientos solicitados dinámicamente.

6.5.5.1. Selección del tipo de rodamiento.

El tipo de rodamientos seleccionado, se lo realizó tomando en cuenta principalmente las cargas que soportarán, en este caso, se optó por colocar los *rodamientos rígidos de bolas*, los cuales de acuerdo a criterio personal y basándose en sus aptitudes que se presentan en el catálogo FAG, son los más adecuados para la desgranadora de maíz, ya que tienen una aptitud buena para trabajar bajo cargas radiales que son a las que estarán sometidos, también presentan una muy buena aptitud para trabajar a altas velocidades, estas y otras características se encuentran especificados en el **Anexo 26**.

6.5.5.2. Factor de esfuerzos dinámicos.

Este factor ayuda a seleccionar el tamaño correcto del rodamiento, en la **Tabla 9** se presentan los valores de orientación para este parámetro, considerando lo más aproximado posible al lugar de aplicación. Estos valores son proporcionados por el catálogo FAG, y se consideró una transmisión universal como lugar de aplicación, ya que no se encontró exactamente una desgranadora de maíz, por lo tanto, el factor mostrado a continuación, es el que debe alcanzarse para proporcionar seguridad a las aplicaciones del rodamiento.

$$f_l = \mathbf{3}$$

6.5.5.3. Cálculo del factor de velocidad.

El factor de velocidad del rodamiento se lo determinó utilizando la **Ecuación 39**, empleando parámetros como; el exponente de vida para los rodamientos rígidos de bolas es de $p = 3$, y la velocidad del eje donde se colocará los rodamientos es de $n = 1500 \text{ rpm}$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}} = \sqrt[3]{\frac{100/3}{1500}} = \mathbf{0,28}$$

6.5.5.4. Carga dinámica equivalente del rodamiento izquierdo.

Se lo ha denominado rodamiento izquierdo al que estará ubicado a lado de la polea conducida, para establecer esta carga es necesario calcular la resultante de las reacciones que soportará el rodamiento las cuales son la R_{IX} y R_{IY} cuya magnitud de fuerza de la calculó con la siguiente ecuación:

$$F_{RI} = \sqrt{R_{IX}^2 + R_{IY}^2} \quad \text{Ecuación 49}$$
$$F_{RI} = \sqrt{(16,7 N)^2 + (257,11 N)^2} = 257,65 N$$

Aplicando la **Ecuación 36**, y considerando un factor de seguridad debido a precargas y a golpes de $f_z = 2,5$, dato tomado de la **Tabla 10**, teniendo en cuenta que el tipo de transmisión empleada, se obtuvo el siguiente valor de carga dinámica.

$$P_I = F_{RI} * f_z = 257,65 N * 2,5 = 644,125 N$$

6.5.5.5. Capacidad de carga dinámica del rodamiento izquierdo.

Este valor de capacidad de carga es el que servirá como referencia para identificar el rodamiento adecuado para instalar en la desgranadora, esta capacidad de carga del rodamiento, se la obtiene con la **Ecuación 38**, donde la carga dinámica de este rodamiento, el factor de esfuerzos dinámicos, y el factor de velocidad son los anteriormente calculados.

$$C_I = \frac{P_I * f_l}{f_n} = \frac{644,125 N * 3}{0,28} = 6901,3 N = 6,9 kN$$

6.5.5.6. Carga dinámica equivalente del rodamiento derecho.

De similar forma, es necesario establecer la resultante de las reacciones que soportará el rodamiento las cuales en este caso son R_{DX} y R_{DY} cuya magnitud de fuerza se la calculó a continuación:

$$F_{RD} = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2}$$
$$F_{RD} = \sqrt{(1,764 N)^2 + (389,37 N)^2} = 389,38 N$$

Se consideró el mismo factor de seguridad que el rodamiento izquierdo $f_z = 2,5$ y se determinó la carga dinámica.

$$P_D = F_{RD} * f_z = 389,38 N * 2,5 = 973,45 N$$

6.5.5.7. Capacidad de carga dinámica del rodamiento derecho.

Igualmente aplicando la **Ecuación 38**, se obtiene la capacidad de carga dinámica para este rodamiento.

$$C_D = \frac{P_D * f_l}{f_n} = \frac{973,45 N * 3}{0,28} = 10429,8 N = 10,43 kN$$

Con los resultados obtenidos de capacidad de carga dinámica para cada rodamiento, se seleccionó el rodamiento del **Anexo 27**, y su unidad correspondiente del **Anexo 28**, considerando la capacidad más alta, que en este caso resultó en el rodamiento derecho, en tales circunstancias, se seleccionó rodamientos de igual capacidad y diámetro con la finalidad de mantener una simetría en el diseño, a continuación, en la **Tabla 19**, se presenta las características de los rodamientos seleccionados.

Tabla 19. Características de los rodamientos seleccionados

Característica	Rodamiento Izquierdo	Rodamiento Derecho
Rodamiento	FAG 16206.102	FAG 16206.102
Soporte	F206	F206
Diámetro interior	28,575 mm	28,575 mm
Capacidad de carga dinámica	19,3 kN	19,3 kN

Fuente: Autor

a.1.1.1. Vida nominal del rodamiento

En base a la **Ecuación 50**, se determinó la vida nominal, donde intervienen la capacidad de carga dinamina, la carga dinámica equivalente y el factor de velocidad, obteniendo el siguiente resultado:

$$L_R = \left(\frac{C_D}{P_D}\right)^p [10^6 \text{ Revoluciones}] \quad \text{Ecuación 50}$$

$$L_R = \left(\frac{19300 \text{ N}}{973,45 \text{ N}}\right)^3 = 7793,47 \times 10^6 \text{ Revoluciones}$$

Para obtener la vida nominal en horas, se aplicó la **Ecuación 51**:

$$L_h = \frac{L_R * 10^6}{w * 60} [\text{horas}] \quad \text{Ecuación 51}$$

$$L_h = \frac{7793,47 \times 10^6}{1500 \text{ rpm} * 60} = 86594,1 \text{ horas}$$

6.5.5.8. Factor de esfuerzos dinámicos alcanzado

Inicialmente se propuso un factor de esfuerzos dinámicos a partir de factores propuestos para diferentes tipos de máquina, en base a eso se seleccionó un rodamiento, ahora para validar la selección, es necesario determinar que el factor obtenido sea igual o superior al propuesto en un inicio, con la finalidad de asegurar una buena vida útil del cojinete.

$$f_l = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$f_l = \sqrt[3]{\frac{86594,1}{500}} = 5,57$$

En conclusión, se determinó que el factor de esfuerzo alcanzado si es mayor al propuesto, con lo cual se asegura el buen funcionamiento y duración del elemento seleccionado.

6.5.6. Diseño de chaveta de polea.

Debido a que la transmisión de potencia se la realiza mediante bandas y poleas trapezoidales, es necesario que la polea conducida gire solidariamente con el eje principal, para ello es necesario la fijación de estos dos elementos mediante la utilización de una chaveta.

Tomando en cuenta las consideraciones para el diseño de chavetas, es necesario definir un material de resistencia menor a la considerada para el eje principal, con el objetivo de proteger y prevenir daños en el eje, ya que, en caso de existir una fuerza mayor para la que está diseñada la máquina, el primer elemento que falle sea la chaveta.

En la **Figura 23**, se muestran dos tipos de chavetas; las cuadras y planas, en este caso en particular se empleará un tipo de chaveta plana, cuya longitud mínima será calculada de modo que no exista falla al corte ni ha compresión, que son los dos tipos de fallas posibles.

En la **Tabla 20**, se muestran las dimensiones de la chaveta seleccionada a partir de la **Tabla 30**, ubicada en anexos, tomando como referencia el diámetro del eje en la sección donde se la colocará la chaveta.

Tabla 20. Dimensiones de chaveta y chavetero

Chaveta B	Diámetro del eje	Chavetero en polea	Chavetero en el eje
$b \times h_{ch} \times L_{CH}$ (mm)	D_{eje} (mm)	t_2 (mm)	t_1 (mm)
8 x 7 x 20	27	2,9	4,1

Fuente: Autor

6.5.6.1. Cálculo de la longitud mínima de la chaveta.

A partir del dimensionamiento de la chaveta mediante el catálogo (OPAC S.L, 2019) se procedió a determinar la longitud mínima, para ello se emplea la **Ecuación 32** para falla a compresión, ya que la teoría sobre chavetas sugiere determinar la longitud de la está mediante esta teoría al tratarse de una chaveta rectangular o plana. El material de diseño para la chaveta es un acero AISI 1006, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 170 MPa (ver **Anexo 31**).

Para encontrar el esfuerzo admisible a la compresión, es necesario multiplicar la resistencia a la fluencia por el coeficiente 0,9 ya que este es el coeficiente para determinar el esfuerzo a la compresión del acero, esto según Budynas & Nisbett, 2012 y además de

dividirla para el coeficiente de seguridad considerado en todo el diseño, por lo tanto, el esfuerzo admisible para la chaveta es el siguiente:

$$\sigma_{ch} = \frac{0,9 * 170 \text{ MPa}}{2,28} = 67,1 \text{ MPa}$$

Despejando de la **Ecuación 32**, la variable L_{ch} se obtiene la siguiente longitud mínima de chaveta:

$$L_{ch} = \frac{M_T}{(h_{ch}/2) * \sigma_{ch} * r_{eje}} = \frac{40,36 \text{ Nm}}{(0,0035\text{m}) * 67,1 \times 10^6 \text{ Pa} * 0,0135 \text{ m}}$$

$$L_{ch} = 0,01273 \text{ m} = 12,73 \text{ mm}$$

Mediante los cálculos realizados se determinó, que la longitud seleccionada cumple con los requerimientos de diseño ya que esta es mayor que la longitud mínima calculada, por lo tanto, la chaveta que se va a utilizar es:

CHAVETA PARALELA B 8X7X20 DIN6885

6.5.7. Cálculo de los elementos desgranadores.

Los elementos desgranadores cumplen la función de desgranar el maíz por efecto de impacto y fricción; por lo tanto, dichos elementos serán fusionados mediante soldadura eléctrica por arco en la superficie del cilindro. Según (Pérez Silva et al., 2017), menciona en su artículo que los elementos desgranadores deben ser ubicados de manera que formen un recorrido en espiral (ver **Figura 56**), esto con la finalidad de proporcionar un rápido desgrane y el arrastre de los residuos hacia el final del cilindro desgranador para la debida expulsión de los mismos.

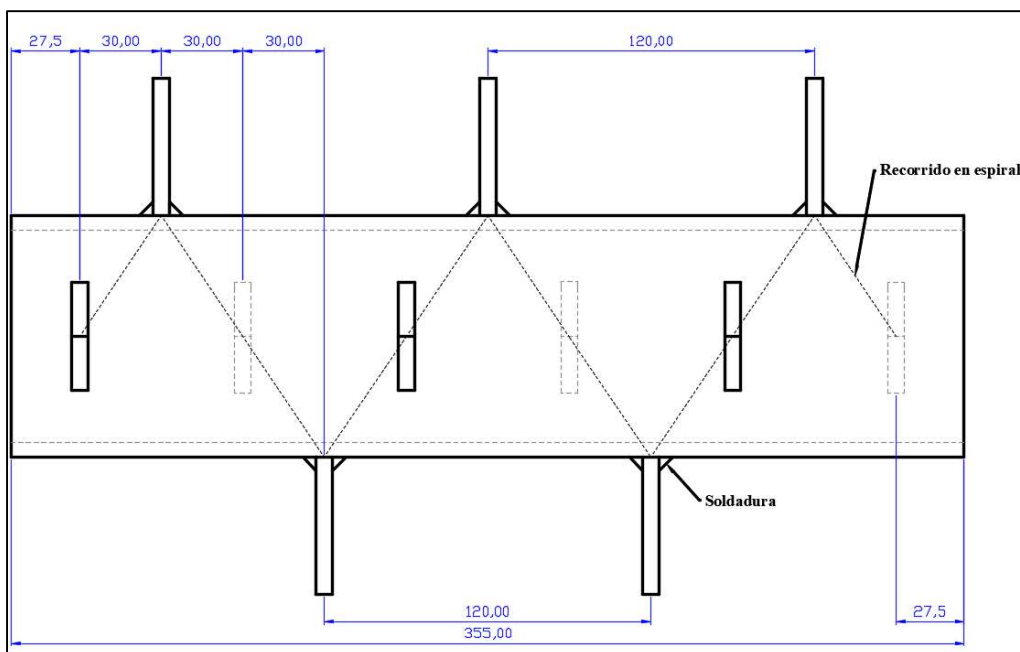


Figura 56. Disposición de los elementos desgranadores

Fuente: Autor

Mediante el análisis de varias máquinas similares, se propone que el cilindro desgranador tendrá cuatro hileras de elementos desgranadores, separados 90° alrededor de la superficie del cilindro, formando como ya se mencionó un recorrido en espiral, la separación entre cada elemento en una misma fila, se la considero a partir de mediciones realizadas al maíz producido en el sector, para lo cual se consideró una longitud mínima para de esta manera garantizar que el producto más pequeño pueda ser desgranado correctamente, las mediciones realizadas se presentan en el **Anexo 30**, para lo cual dicha longitud mencionada es de 120 mm, la cual se puede evidenciar en la **Figura 56**.

6.5.7.1. Cálculo del espesor del elemento desgranador.

Para determinar el espesor del elemento desgranador, es necesario suponer que el elemento está sometido a fuerzas de flexión en la dirección que se muestra en la **Figura 57**, para establecer el valor mínimo de espesor **b**, se emplea la **Ecuación 3**, donde el momento flector es el transmitido por el motor al eje principal, el cual tiene una magnitud de ($M_T = 40,6 \text{ N.m}$), así mismo la variable **c** es la distancia a la línea neutra (centroide) del elemento desgranador la cual es de ($c = 0,03056 \text{ m}$), de similar manera el valor del momento de inercia de una sección rectangular se la determina con la siguiente expresión ($I = b * h^3 / 12 \text{ m}^4$), donde **b** es el ancho de la placa y **h** la longitud de la placa en él rectángulo donde pasa el centroide del elemento dicha longitud es de ($h = 0,02444 \text{ m}$) (ver **Figura 57**).

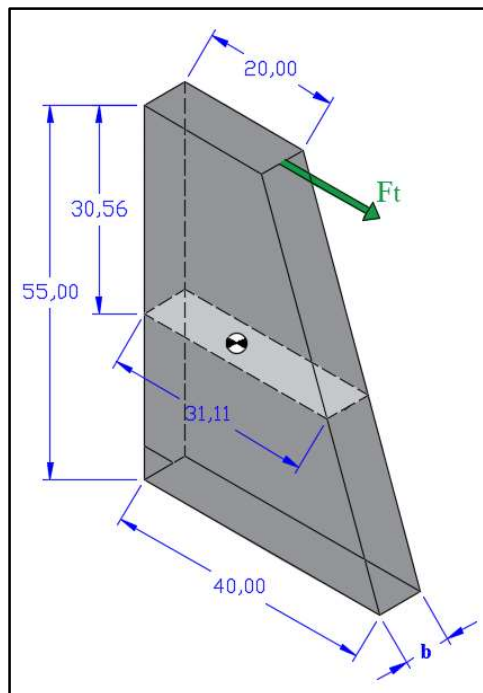


Figura 57. Diagrama del elemento desgranador

Fuente: Autor

Como la variable a determinar es el espesor **b**, se calculó el valor de esfuerzo admisible del material que se usará para diseñar el elemento, el cual es un acero **ASTM A36** el cual tiene una resistencia a la fluencia de 250 MPa, como se puede observar en la **Tabla 41**, ubicada en anexos.

El esfuerzo admisible para el material mencionado se lo determinó empleando el coeficiente de seguridad calculado anteriormente con lo cual se obtuvo el siguiente valor:

$$\sigma_{admf} = \frac{\sigma_f}{n_s} = \frac{250 \text{ MPa}}{2,28} = \mathbf{109,64 \text{ MPa}}$$

A partir de la **Ecuación 3**, se despejó la variable **b** obteniendo la **Ecuación 53** para determinar el espesor mínimo con el que los elementos desgranadores soportaran los esfuerzos descritos:

$$b \geq \frac{M_T * c * 12}{\sigma_{admf} * h^3} \quad \text{Ecuación 53}$$

$$b \geq \frac{M_T * c * 12}{\sigma_{admf} * h^3} \geq \frac{(40,36 \text{ N.m})(0,03056 \text{ m})(12)}{(109,64 \times 10^6 \text{ Pa})(0,0311 \text{ m})^3}$$

$$\mathbf{b \geq 4,48 \times 10^{-3} m \geq 4,48 \text{ mm}}$$

Como el espesor mínimo calculado es de 4,48 mm y la fórmula sugiere proponer un espesor igual o mayor al calculado, finalmente se decide colocar elementos desgranadores con un espesor de 5 mm.

6.5.7.2. Cálculo de la resistencia de la soldadura.

El cálculo de este parámetro consiste, en determinar el ancho mínimo de la soldadura aplicada para la unión de los elementos desgranadores con la superficie del cilindro desgranador, es decir, determinar el espesor de material de aporte (soldadura) que soporte la carga de fuerza tangencial presente en el elemento desgranador, esta fuerza se genera por acción del desgranado, la soldadura que se observa en la **Figura 58**, es denominada longitudinal de filete, ya que la carga es aplicada paralela a la longitud de la soldadura.

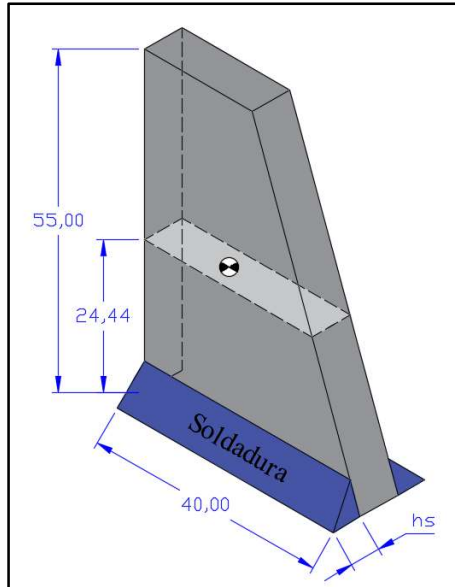


Figura 58. Soldadura en el elemento desgranador

Fuente: Autor

El valor de fuerza tangencial se la obtuvo dividiendo en momento torsor, para la distancia existente desde el centro del cilindro hasta el centro geométrico del elemento desgranador (ver **Figura 59**).

$$F_{ts} = \frac{M_T}{R_m} = \frac{40,36 \text{ Nm}}{0,069 \text{ m}} = 584,92 \text{ N}$$

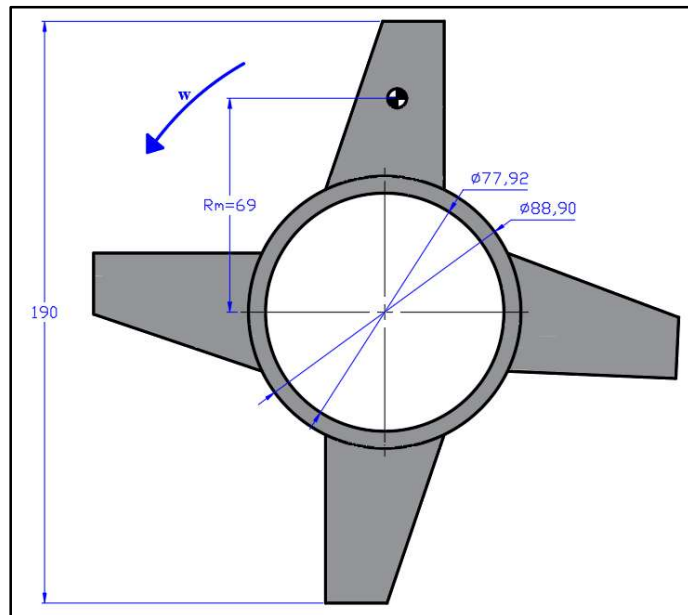


Figura 59. Distribución de los elementos desgranadores en el cilindro

Fuente: Autor

Como ya se mencionó anteriormente el material del elemento base es un acero ASTM A36 cuyas características de resistencia se encuentran en el **Anexo 25**, y para

encontrar el esfuerzo admisible para aplicar la teoría de esfuerzo cortante en soldadura es necesario utilizar la **Tabla 8**, donde se encuentra la fórmula para encontrar este valor de esfuerzo:

$$\tau_s = 0,30 * \sigma_{ult} = 0,30 * 250 \text{ MPa} = \mathbf{75 \text{ MPa}}$$

Seguidamente, es necesario aplicar un coeficiente de seguridad, obteniendo el siguiente resultado de esfuerzo admisible a la soldadura:

$$\tau_{adms} = \frac{\tau_s}{n_s} = \frac{75 \text{ MPa}}{2,28} = \mathbf{32,89 \text{ MPa}}$$

A partir de la **Ecuación 33**, se debe despejar la variable h_s , la cual hace referencia al ancho de soldadura, donde la fuerza tangencial $F_{ts} = 584,92 \text{ Nm}$, se la debe dividir entre dos, ya que la soldadura será insertada en ambos lados del elemento por ende cada parte soportará la mitad de la fuerza generada y finalmente la variable l , hace referencia a la longitud de la soldadura la cual será de 40 mm.

En base a la información descrita y los cálculos previos se procedió a calcular el ancho de la soldadura, la cual debe ser de un valor igual o superior al determinado a continuación:

$$h_s \geq \frac{F/2}{0,707\tau_s l} \geq \frac{584,92 \text{ N}/2}{(0,707) * (39,47 \times 10^6 \text{ Pa}) * (0,04 \text{ m})}$$

$$h_s \geq 2,62 \times 10^{-3} \text{ mm} \geq \mathbf{2,62 \text{ mm}}$$

En conclusión, el ancho de cordón de soldadura debe ser igual o superior a 2,61 mm, por lo que en este proyecto se optó por proponer una soldadura con electrodo 7018 cuyo ancho de soldadura sea de 3 mm.

6.5.8. Diseño de criba.

La criba forma parte del sistema de limpieza del grano, está permite separar los granos de maíz de los residuos generados en el desgranado, debido a que se tomó en cuenta las dimensiones promedio que presenta el grano de maíz para realizar los agujeros.

Para diseñar la criba se empleará el acero AISI 1006, cuyas dimensiones se propondrán inicialmente para luego ser validadas mediante un análisis, tomando en cuenta la teoría para cilindros de pared delgada.

Las características que se toman en cuenta para el diseño de la criba se enlistan a continuación:

- Se debe tomar en cuenta las dimensiones promedio del grano, a fin de que los agujeros de la criba se ajusten a dichas dimensiones evitando que por ellos pasen excesos de restos mazorca. Según (Cholca & Mantilla, 2015), sugieren

que para el paso del grano de maíz los agujeros a perforar deben tener un diámetro de 15mm.

- La criba debe cubrir en su totalidad al cilindro desgranador, junto con los elementos desgranadores.
- La criba y los elementos desgranadores deben tener una separación, la cual debe ser el promedio del diámetro de las tusas de maíz desgranadas, esto con la finalidad de evitar atascamientos y así lograr un desgranado constante.
- El material para el diseño de la criba debe ser un acero comercial, en cuya superficie serán perforados los agujeros para que el grano de maíz fluya a través de ellos, para posteriormente ser rolado para ajustarlo al diámetro requerido.

Tomando en cuenta los aspectos descritos anteriormente se propone las siguientes dimensiones para la criba (ver **Figura 60**); la longitud será de 360 mm, con la cual se cubre la longitud del cilindro desgranador, el diámetro interior será de 250 mm, este valor se definió tomando en cuenta el diámetro que ocupan los elementos desgranadores (ver **Figura 59**), así como la separación de 30 mm entre estos y la pared interior de la criba, esta separación se la propuso en base a las mediciones del diámetro de la tusa o zulo realizadas, estos datos se los puede visualizar en la **Tabla 42** ubicada en anexos.

El diámetro de los agujeros es de 15 mm, repartidos de la siguiente forma: longitudinalmente 17 agujeros con una separación de 20 mm de centro a centro y circunferencialmente 40 agujeros con igual separación.

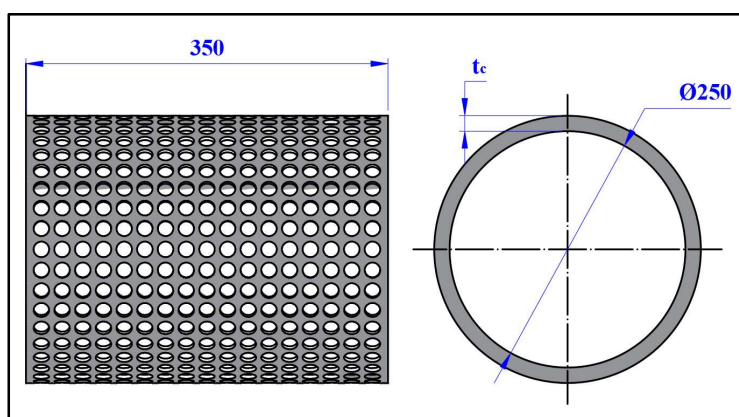


Figura 60. Diseño de la criba

Fuente: Autor

Para determinar el espesor de la criba, inicialmente se especificó el esfuerzo que soporta el material AISI 1006, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 170 MPa como se puede apreciar en la **Tabla 43**.

Se adopta la hipótesis que la criba estará sujeta a compresión, al momento que las mazorcas de maíz ejerzan presión sobre las paredes de esta, ac continuación se determinó el esfuerzo admisible que soportará el material, considerando el coeficiente 0,9 de esfuerzo a compresión del acero, así como el coeficiente de seguridad del diseño.

$$\sigma_{admc} = \frac{0,9 * 170 \text{ MPa}}{2,28} = 67,1 \text{ MPa}$$

Con este valor de esfuerzo admisible se procede a determinar un espesor mínimo con el cual el material soporte el esfuerzo generado por los elementos desgranadores y las mazorcas de maíz al desgranar el producto.

Siendo así, es necesario determinar el valor de presión necesario para aplicación de la fórmula, para lo cual se realizó el siguiente análisis:

La presión generada en la pared de la criba es igual a $p = F_T/A_c$, donde la fuerza tangencial es la generada por cada uno de los elementos desgranadores y el área de la pared de la criba, se la obtiene multiplicando el diámetro interior de la criba por la longitud de esta a la cual se le disminuye el área del número de agujeros, en base a este análisis la **Ecuación 7**, queda de la siguiente forma:

$$\sigma_c = \frac{p * r_{cin}}{t_c}$$

$$\sigma_{admc} = \frac{F_T * r_{cin}}{A_c * t_c} = \frac{F_T * \#E_d * r_{cin}}{\left((l_{criba} * D_{Inc}) - \#A * \pi * r_{agujero}^2 \right) * t_c}$$

Donde:

$\#E_d$ = Cantidad de elementos desgranadores

r_{cin} = Radio interior de la criba

l_c = Longitud de la criba

$\#A$ = Cantidad de agujeros en el área proyectada

$r_{agujero}$ = Radio de agujero

t_c = Espesor de la criba

Despejando de la ecuación el espesor:

$$t_c = \frac{F_T * \#E_d * r_{cin}}{A_c * t_c} = \frac{F_T * \#E_d * r_{cin}}{\left((l_{criba} * D_{Inc}) - \#A * \pi * r_{agujero}^2 \right) * \sigma_{admc}}$$

$$t_c = \frac{800,9 \text{ N} * 11 * 0,125 \text{ m}}{\left((0,350 \text{ m} * 0,250 \text{ m}) - 340 * \pi * (7,5 \times 10^{-3} \text{ m})^2 \right) * 67,1 \times 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$t_c = \frac{1101,23 \text{ Nm}}{\left((0,0875 \text{ m}^2) - 0,060 \text{ m}^2 \right) * 67,1 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 5,967 \times 10^{-4} \text{ m} = 0,59 \text{ mm}$$

En definitiva, basándose en el cálculo anterior, al determinar que el espesor es bajo debido a la alta resistencia que presenta el material, se decide colocar un espesor de 3 mm, con el objetivo de impedir que existan deformaciones en la forma de la criba al momento del trabajo de rolado y por otra parte facilitar la unión por soldadura ya que este elemento estará fijado a la estructura mediante ese tipo de unión.

6.5.9. Diseño de la tolva.

La tolva se diseña de diferentes formas y tamaños dependiendo del producto que se introducirá a la máquina, el abastecimiento a la máquina desgranadora debe ser continuo, de esto depende básicamente el alcanzar la capacidad de producción con la que se diseñó la desgranadora.

El sistema de alimentación, el cual la tolva es la parte principal, se la diseño a partir del modelo tomado como referencia, donde presenta un modelo que permite la correcta alimentación de la máquina a la vez que permite tener un mayor control sobre la carga. El material escogido para la creación de la tolva es el acero ASTM A36, con un espesor de 3 mm, diseñada a partir de 4 partes, para posteriormente acoplarse al resto de estructura de la máquina mediante uniones atornilladas, las cuales permitirán el armar y desarmar fácilmente.

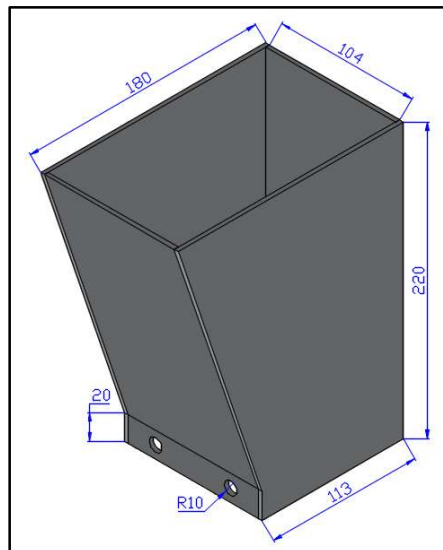


Figura 61. Geometría de la tolva
Fuente: Autor

6.5.10. Diseño del ventilador.

El sistema de limpieza además de la criba o tamiz, incluye también un ventilador para complementar con el trabajo de limpieza del maíz, ya que durante el proceso de desgranado se producen desechos como; fragmentos de tusa y hoja, que es necesario desalojarlos al exterior de la máquina, para realizar este proceso se decidió emplear un

ventilador centrífugo radial, quien tiene un funcionamiento similar al de las bombas centrífugas, así mismo algunos autores como Greene, (1992), mencionan que este tipo de ventiladores son adecuados para sistemas de transportación.

Para el diseño del ventilador a emplearse se tomaron en cuenta las siguientes características:

- Tipo de ventilador centrífugo radial
- Eficiencia alrededor del 55% al 69%
- Debe ser diseñado para que la fuerza ascendente del aire supere el peso de los fragmentos de tusa y hoja.
- Debe ser instalado al final del eje desgranador, y girará al rango de velocidad angular establecido, es decir 1500 rpm.
- Será acoplado al eje principal, mediante un elemento de unión como lo es la chaveta.

Para el diseño del ventilador, se tomó la metodología propuesta por (González & Yanchaliquin, 2016) en su trabajo de titulación, en el cual menciona que debido a que se necesitan levantar las impurezas generadas en el proceso de desgranado, la fuerza de arrastre debe cumplir con la siguiente condición:

$$F_D > W_{Tusa}$$

Es decir que la fuerza de arrastre, debe ser un porcentaje mayor al peso promedio de los fragmentos de tusa generados al efectuar el desgranado de las mazorcas de maíz.

Para iniciar con el cálculo de la fuerza de arrastre se efectuó un análisis de los trozos de tusa expulsados por las máquinas similares encontradas en el medio (ver **Figura 62**).



Figura 62. Residuos de tusa y hojas de maíz en el proceso de desgranado

Fuente: Autor

Como se puede apreciar en la imagen, durante el proceso de desgranado mediante este tipo de máquinas las tusas y mazorcas de maíz son destrozadas generando pedazos de tusa de diferente geometría, es por ello que se realizó mediciones (ver **Anexo 32**) recogiendo muestras de esos pedazos para determinar las medidas promedio, así como la estimación de la masa de cada una, los datos obtenidos se muestran en la **Tabla 21**.

Tabla 21. Mediciones a los fragmentos de tusa

# De Muestra	Masa (g)	Longitud (mm)	Diámetro (mm)
Muestra 1	8	37	27
Muestra 2	5	25	25
Muestra 3	6	33	26
Muestra 4	7	32	27
Muestra 5	8	38	28
Muestra 6	7	35	26
Muestra 7	6	28	24
Muestra 8	7	32	25
Muestra 9	6	29	28
Muestra 10	7	34	24
Promedio =	6,7	32,3	26

Fuente: Autor

En base a los datos obtenidos se determinó el peso promedio de las muestras a partir de la **Ecuación 54**, obteniendo el siguiente resultado:

$$W_{tusa} = m_{tusa} * g \quad \text{Ecuación 54}$$

$$W_{tusa} = (6,7 \times 10^{-3}) * 9,81 \text{ m/s}^2 = 0,0657 \text{ N}$$

A partir del peso calculado, es necesario asumir un porcentaje mayor de fuerza, con el propósito de que, el ventilador realice el trabajo de levantar y expulsar estos fragmentos, es por ello que Ureña Espin & Villavicencio Calle, (2012), en su trabajo de titulación sugieren asumir un porcentaje del 10 por ciento superior, para así garantizar que estos sean expulsados, a partir de esta recomendación la fuerza de arrastre es la siguiente:

$$F_D = W_{tusa} * 1,10 = 0,0657 * 1,1 = \mathbf{0,07227 \text{ N}}$$

El establecer la densidad del aire promedio en el sector de aplicación de la máquina en cuestión, es indispensable para la aplicación de la **Ecuación 9**, por lo tanto, se procedió a estimar la altura a nivel del mar del sector Los Amarillos, obteniendo la información que se encuentra aproximadamente a 1100 msnm, a partir de esto empleando la **Tabla 44**, ubicada en anexos, se determinó la densidad promedio del aire en el sector mencionado.

$$\rho_{aire} = 1,099 \text{ kg/m}^3$$

Para calcular el área promedio de los fragmentos de tusa se empleó la **Tabla 21**, donde se muestran las dimensiones tanto de longitud como de diámetro, además como la forma aproximada de estos pedazos es de forma cilíndrica (ver **Figura 63**) se calculó el área de esta forma a partir de la **Ecuación 55**:

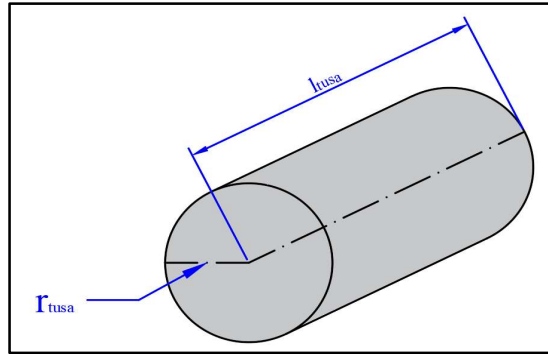


Figura 63. Forma promedio de los pedazos de tusa

Fuente: Autor

$$A_T = 2 * \pi * r_{tusa} * (r_{tusa} + l_{tusa}) \quad \text{Ecuación 55}$$

$$A_T = 2 * \pi * 0,013 \text{ m} * (0,013 \text{ m} + 0,032 \text{ m}) = 3,67 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

La forma promedio de las tusas es importante para la selección del coeficiente de arrastre, este coeficiente es tomado de la **Tabla 45**, ubicada en el **Anexo 34**, tomada del libro de Mecánica de Fluidos de Robert Mott, (2019).

$$C_{arraastre} = 0,91$$

En base a los cálculos realizados previamente, se procedió a calcular la velocidad vertical del aire necesaria para levantar las impurezas, dato esencial para el cálculo de las componentes de velocidades que forman los álabes tanto a la entrada como a salida, por lo tanto, de acuerdo a la **Ecuación 9**, se despejó la variable de velocidad obteniendo la siguiente ecuación y resultado:

$$V_e = \sqrt{\frac{F_D * 2}{C_{arraastre} * \rho_{aire} * A_T}}$$

$$V_e = \sqrt{\frac{0,07227 \text{ N} * 2}{(0,91) * (1,099 \text{ kg/m}^3) * (3,67 \times 10^{-3} \text{ m}^2)}} = 6,27 \text{ m/s}$$

A continuación, se procedió a realizar los triángulos de velocidades tanto en la entrada como en la salida de los álabes (ver **Figura 64**), esto sujeto a la notación internacional de triángulo de velocidades tomada del libro de (Mataix, 2006).

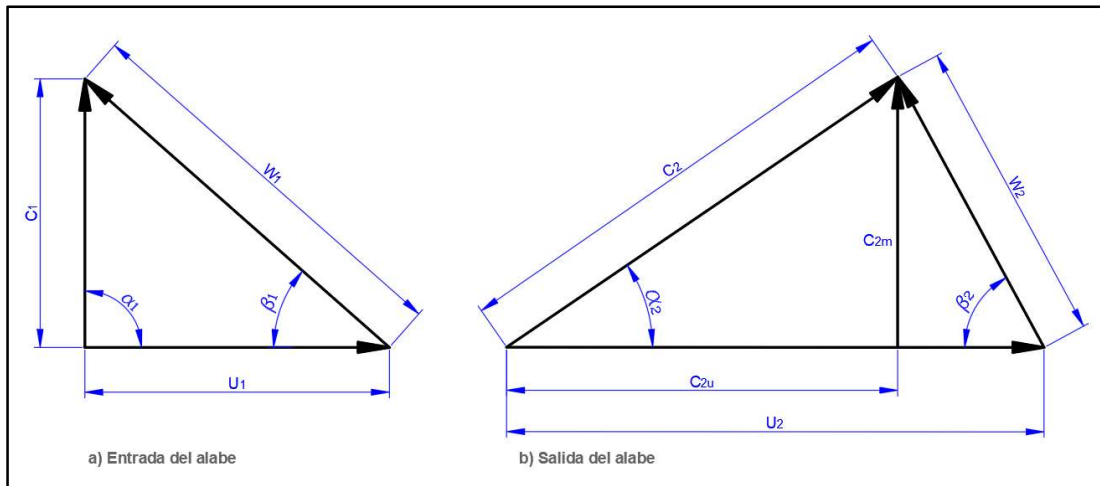


Figura 64. Triángulo de velocidades para álabes rectos

Fuente: Autor

En base al triángulo de velocidades realizado anteriormente y de las ecuaciones tomadas del libro de (Mataix, 2006), se procedió a la determinación de los diferentes parámetros para el diseño del ventilador, partiendo de los siguientes datos propuestos:

Se propone un rodete del ventilador con la siguiente geometría (ver **Figura 65**) con un diámetro interior del rodete igual a $D_{R1} = 80mm$, de igual manera se propone un diámetro exterior del rodete igual $D_{R2} = 210mm$, un ancho del álabe de $b_1 = 50mm$, para el número de álabes se ha tomado como referencia el Manual de Diseño de procesos para Ventiladores (PDVSA, 1994), el cual sugiere una cantidad de álabes de 10 a 24 para ventiladores radiales, además se cuenta con la velocidad angular que es de 1500 rpm, así mismo se determinó previamente la velocidad de entrada al álabe o lo que es lo mismo en este caso la velocidad absoluta del fluido en la entrada, cuya magnitud es de $V_e = 6,27 m/s$.

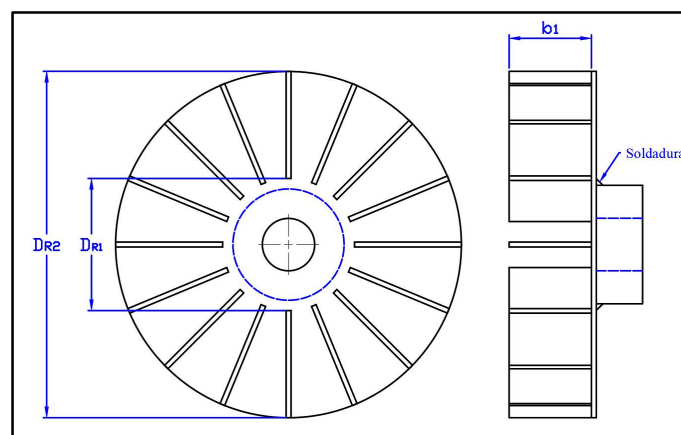


Figura 65. Perfil del rodete del ventilador

Fuente: Autor

6.5.10.1. Cálculo de los parámetros en el triángulo de entrada al álabe

Empleando la **Figura 64** específicamente el triángulo de entrada, se evidencia que el ángulo que forman las velocidades C_1 y U_1 es recto, por lo tanto, se cumple la siguiente situación:

La componente de velocidad absoluta a la entrada, es igual a la componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$$C_1 = C_{1m} = V_e$$

Consecutivamente considerando el diámetro interior de rodete propuesto y haciendo uso de la **Ecuación 10**, se calculó el valor de velocidad absoluta del álabe a la entrada, obteniendo el siguiente valor:

$$U_1 = \frac{\pi * D_{R1} * \omega_2}{60} = \frac{\pi * 0,08 \text{ m} * 1500 \text{ rpm}}{60} = 6,28 \text{ m/s}$$

Seguidamente se calculó la velocidad relativa a la entrada, es decir, la velocidad relativa del fluido respecto al álabe, para este cálculo se dedujo la **Ecuación 56** a partir del triángulo de velocidades alcanzando el siguiente valor de velocidad:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2} \quad \text{Ecuación 56}$$

$$W_1 = \sqrt{(6,27 \text{ m/s})^2 + (6,28 \text{ m/s})^2} = 8,87 \text{ m/s}$$

Finamente se calculó el ángulo β_1 , obteniendo el siguiente valor:

$$\beta_1 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{C_1}{W_1}\right) = 44,98^\circ$$

6.5.10.2. Cálculo de parámetros en el triángulo de salida del álabe.

A continuación, se presentan los cálculos realizados para obtener todas las componentes de velocidad del triángulo de salida, apoyándose conjuntamente de la **Figura 64** así como de las ecuaciones correspondientes.

Para el cálculo de velocidad absoluta del álabe en la salida, se toma en cuenta el diámetro exterior del rodete, al igual que la velocidad angular, obteniendo el siguiente valor:

$$U_2 = \frac{\pi * D_{R2} * \omega}{60} = \frac{\pi * 0,21 \text{ m} * 1500 \text{ rpm}}{60} = 16,49 \text{ m/s}$$

Posteriormente se calculó, la componente meridional de la velocidad absoluta del fluido en la salida, alcanzando un valor de:

$$C_{2m} = \frac{D_{R1} * C_{1m}}{D_{2R}} = \frac{0,08 \text{ m} * 6,27 \text{ m/s}}{0,21 \text{ m}} = 2,39 \text{ m/s}$$

Seguidamente se calculó el valor de β_2 partiendo de la **Ecuación 57**, determinando el siguiente valor de ángulo:

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{D_{R1}}{D_{R2}} * \cos \beta_1 \right) \quad \text{Ecuación 57}$$

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{0,08 \text{ m}}{0,22 \text{ m}} * \cos(44,98^\circ) \right) = 74,37^\circ$$

A partir del dato obtenido de β_2 se procedió a determinar el valor de velocidad relativa a la salida, siendo este de:

$$W_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \beta_2} = \frac{2,39 \text{ m/s}}{\sin 74,37^\circ} = 2,48 \text{ m/s}$$

Con los datos obtenidos de previamente, se calculó el valor de velocidad absoluta del fluido en la salida, mediante la aplicación de la ley de cosenos en el triángulo de salida se llegó a la **Ecuación 58**, por ende, el resultado presentado a continuación:

$$C_2 = \sqrt{U_2^2 + W_2^2 - 2 * U_2 * W_2 * \cos \beta_2} \quad \text{Ecuación 58}$$

$$C_2 = \sqrt{(16,49 \text{ m/s})^2 + (2,48 \text{ m/s})^2 - 2 * 16,49 \text{ m/s} * 2,48 \text{ m/s} * \cos 74,37^\circ}$$

$$C_2 = 16,00 \text{ m/s}$$

De igual forma empleando el triángulo de salida se deduce la siguiente ecuación para determinar el valor de α_2 .

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{C_{2m}}{C_2} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{2,39 \text{ m/s}}{16 \text{ m/s}} \right) = 8,6^\circ$$

De la misma figura se obtiene, la fórmula para calcular la componente periférica de la velocidad absoluta:

$$C_{2u} = C_2 * \cos \alpha_2 = 16 \text{ m/s} * \cos 8,6^\circ = 15,82 \text{ m/s}$$

6.5.10.3. Cálculo de la potencia del ventilador.

En base a los cálculos realizados previamente, se calculó la potencia del ventilador, mediante la aplicación de la **Ecuación 12**, se definió el valor de diferencia de presión total:

Como la componente periférica de velocidad en la entrada es nula ($C_{1u} = 0$), la ecuación se simplifica de la siguiente manera:

$$\Delta P_{tot} = p_{aire} (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})$$

$$\Delta P_{tot} = p_{aire} (U_2 C_{2u})$$

$$\Delta P_{tot} = 1,099 \text{ kg/m}^3 (16,49 \text{ m/s} * 15,82 \text{ m/s})$$

$$\Delta P_{tot} = 286,7 \text{ Pa}$$

El caudal de aire suministrado por el ventilador es de:

$$Q_V = \pi * D_{1R} * b_1 * C_{1m} = \pi * 0,08m * 0,05m * 6,27 m/s = 0,078 m^3/s$$

Finalmente, la potencia del ventilador se calculó haciendo uso de la **Ecuación 13**, tomando en consideración el rango de rendimiento de este tipo de ventiladores se adoptó el valor de 55%, (ver **Figura 16**) obteniendo el siguiente valor de potencia:

$$P_V = \frac{Q_V * \Delta P_{tot}}{\eta_V} = \frac{0,078 m^3/s * 286 N/m^2}{0,55} = 40,6 W$$

En conclusión, la potencia del ventilador calculada es admitida correctamente por el motor seleccionado, ya que la potencia de dicho motor es de 5,6 kW y la potencia de diseño es de 4,79 kW.

6.5.10.4. Cálculo de chaveta del ventilador

Para acoplar el ventilador al eje principal, se empleará una chaveta plana, para lo cual se determinó la longitud a partir de la teoría recomendada por (Hall et al., 1971), el cual menciona que este tipo de chavetas se las debe calcular por esfuerzo a compresión, como el diámetro del eje en esa sección, donde se instalará el ventilador es de 32 mm se proponen las siguientes dimensiones presentadas en la **Tabla 22**, las cuales fueron propuestas a partir de la **Tabla 30**.

Tabla 22. Dimensiones para chaveta del ventilador

<i>Chaveta</i>	<i>Diámetro del eje</i>	<i>Chavetero en cubo</i>	<i>Chavetero en el eje</i>
Tipo A “b x h x L_{CH}”	D _{eje} (mm)	t2 (mm)	t1 (mm)
10 x 8 x L_{CH}	31	3,3	4,7

Fuente: Autor

Para encontrar la longitud mínima de chaveta, es necesario determinar el momento torsor, para lo cual se emplea la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, en base a la potencia del ventilador ($P_V = 40,6 W$), y la frecuencia de giro de 157,08 rad/s.

$$P_V = M_{TV} * w$$

$$M_{TV} = \frac{P_V}{w} = \frac{40,6 W}{157,08 rad/s} = 0,258 N.m$$

Otro parámetro necesario es definir el material de la chaveta, para lo cual se empleará un acero AISI 1006, con características de resistencia a la fluencia de 170 MPa (ver **Anexo 31**).

El esfuerzo admisible a la compresión del material es el siguiente:

$$\sigma_{ch} = \frac{0,9 * 170 \text{ MPa}}{2,28} = 67,1 \text{ MPa}$$

La longitud mínima de chaveta se la determinó a continuación:

$$L_{ch2} = \frac{M_{TV}}{(h_{ch}/2) * \sigma_{ch} * r_{eje}} = \frac{0,258 \text{ Nm}}{(0,004\text{m}) * 67,1 \times 10^6 \text{ Pa} * 0,015 \text{ m}} = 6,4 \times 10^{-5} \text{ m}$$

En conclusión, como se comprobó mediante cálculos cual es la longitud mínima que soportara el esfuerzo producido en el ventilador, el cual es inferior al que propone el catálogo (OPAC S.L, 2019) (ver **Anexo 12**), se toma como idónea la siguiente:

CHAVETA PARALELA A 10X8X25 DIN6885

6.5.11. Diseño de la estructura o bastidor.

La estructura de la desgranadora se muestra en la **Figura 66**, la cual fue modelada con la ayuda de un software de diseño asistido por computador. Tiene como función principal el soportar todos los sistemas y partes que conforman la máquina los cuales son:

- Sistema de alimentación
- Sistema de deshojado y desgranado
- Sistema de limpieza del grano
- Sistema de transmisión de potencia

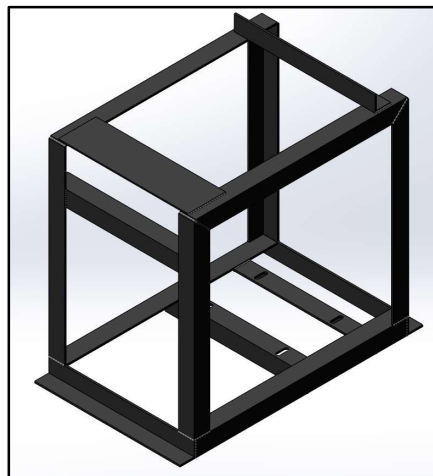


Figura 66. Estructura de la máquina desgranadora

Fuente: Autor

La estructura que se observa en la imagen esta básicamente diseñada por planchas, ángulos y platinas de acero ASTM A36, los cuales se pueden encontrar fácilmente en el medio local, además de que todas las piezas que se observan están fusionadas entre sí, mediante uniones soldadas que dan soporte y rigidez a la misma.

En el diseño de la estructura también fue necesario realizar uniones soldadas a otros elementos tales como; criba, planchas para realizar la recolección del producto,

además de otras planchas, ángulos y platinas con perforaciones para acoplar chumaceras, cubiertas laterales, cubierta superior, tolva, ventilador entre otros (ver **Figura 67**).

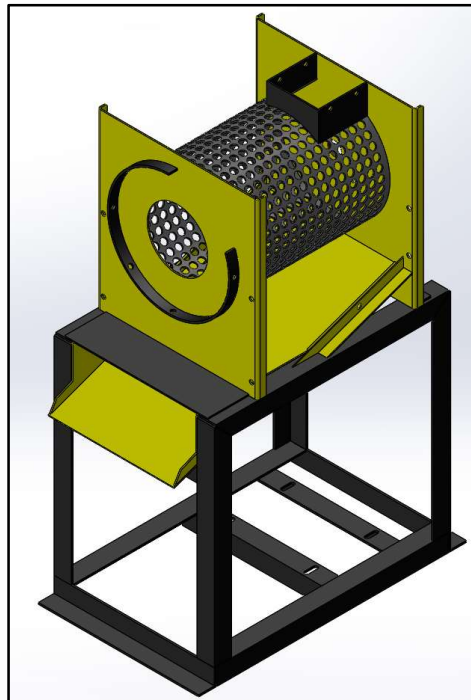


Figura 67. Estructura con elementos de acoplamiento

Fuente: Autor

Dentro de cada sistema se encuentran partes específicas las cuales deben acoplarse con precisión a la estructura, a diferencia de las partes mostradas en la imagen anterior se diseñó y se seleccionó partes como; motor, chumaceras, tolva, eje desgranador, ventilador, entre otros., con un sistema que les permite acoplarse mediante uniones roscadas las cuales permiten armar y desarmar fácilmente dichas partes, el diseño con todas sus partes acopladas se presenta en la **Figura 68**.

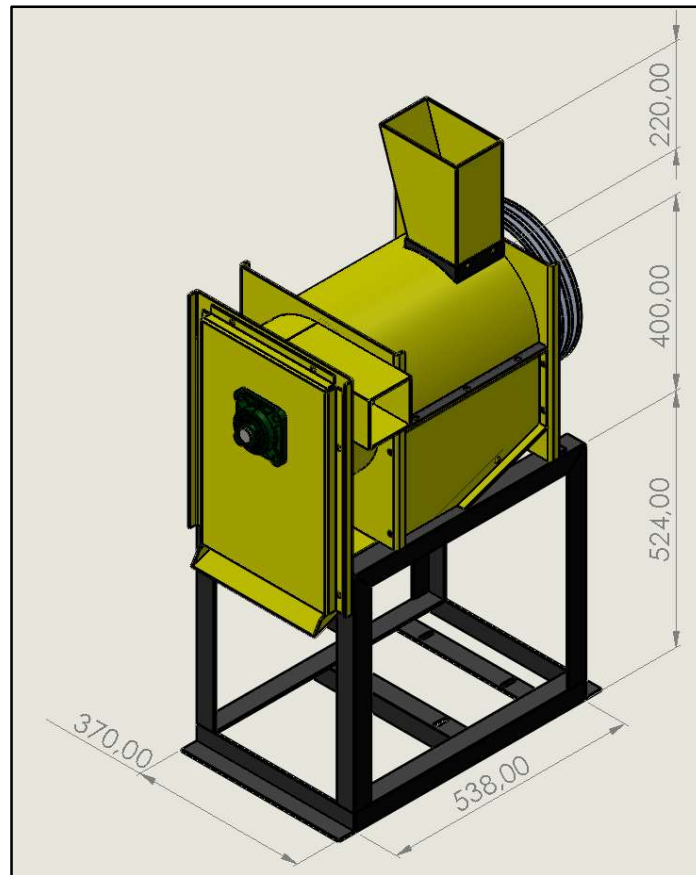


Figura 68. Desgranadora de maíz diseñada

Fuente: Autor

6.5.12. Análisis económico

Mediante la realización de un análisis económico se estimó el costo de construcción de la máquina desgranadora de maíz tomando en cuenta los costos de los materiales necesarios para la construcción, al igual que el costo de la mano de obra, y también se tomó en cuenta posibles costos imprevistos que se puedan generar.

6.5.12.1. Materiales

De acuerdo al diseño elaborado en el software de dibujo, se realizó la **Tabla 23**, donde se presentan los materiales con sus dimensiones, al igual que los precios de adquisición obtenidos mediante consulta directa a locales comerciales, en el **Anexo 35**, se presenta la evidencia fotográfica de la consulta realizada.

Tabla 23. Materiales para fabricación de la desgranadora de maíz

Elementos de la máquina	Cantidad	Descripción	Dimensiones	Precio Unitario (USD)	Total (USD)
Motor estacionario a gasolina	1	Marca Briggs & Stratton, de eje horizontal	10 hp	550	550
Polea Tipo A	1	De 2 canales, fundición de aluminio	12 in	24,8	24,8
Polea Tipo A	1	De 2 canales, fundición de aluminio	6 in	11,5	11,5
Banda trapezoidal	2	Sección de la banda tipo A	A-74	7,25	14,5
Eje	1	Acero de transmisión SAE 1018	31,75*1000mm	12	12
Tubo estructural	1	Cédula 40	88,9*1000 mm	6,00	6,00
Chumacera F206	2	De pared	1 1/8 in	11	22
Perfil Angular	1	Material ASTM A36	40*40*3mm	11,16	11,16
Platina	1	Material ASTM A36	20*3mm	3,13	3,13
Plancha de acero	1	Material ASTM A36	1220*2440*3mm	83,93	83,93
Plancha de acero	1	Material ASTM A36	1000*1000*5mm	35	35
Pernos	50	-----	3/8 in*1,5 in	0,55	22
Electrodos	2 paquetes	E-6011 (5 kg)	1/8 in	16,07	32,14
Pintura	1 L	Fondo	-----	7,14	7,14
Pintura	2 L	Acabado Brillante	-----	4,02	8,04
Total, de materiales =					843,34

Fuente: Autor

6.5.12.2. Mano de obra

Para la fabricación de la desgranadora es necesario la contratación de la mano de obra, para lo cual se recurrió a consultar en un taller de tornería y soldadura ubicado en la ciudad de Piñas, para determinar con mayor precisión el costo de la construcción de la máquina, a continuación, en la **Tabla 24**, se detallan los trabajos a realizar, al igual que su costo aproximado, en el **Anexo 36**, se presenta la proforma realizada.

Tabla 24. Mano de obra

Actividad	Encargado	Tiempo (h)	Costo (USD)
Mecanizado del eje	Tornero/Fresador	4	60.00
Corte y rectificado de las cubiertas laterales del cilindro	Tornero/Fresador	1	40.00
Corte y rectificado del disco para el ventilador	Tornero/Fresador	1.5	30.00
Mecanizado del cubo de la polea	Tornero/Fresador	0.5	20.00
Mecanizado del cubo par el ventilador	Tornero/Fresador	0.5	20.00
Chavetero, polea - eje	Tornero/Fresador	1	20.00
Chavetero, cubo del ventilador - eje	Tornero/Fresador	1	20.00
Corte de elementos de la estructura	Mecánico general	8	60.00
Corte, rolado, y perforaciones para la criba	Mecánico general	4	50.00
Corte y soldadura de los elementos desgranadores	Soldador	4	60.00
Soldadura de la estructura	Soldador	6	80.00
Soldadura de los alabes del ventilador	Soldador	5	75.00
Ensamble de la máquina	Mecánico general	6	100.00
Total, de mano de obra =			635.00

Fuente: Autor

6.5.12.3. Costo de fabricación

De acuerdo a las tablas presentadas anteriormente, se ejecutó la tabla 25, donde se presenta el costo total de la máquina.

Tabla 25. Costo total

	Materiales	\$ 843,34
Costos directos	Mano de obra	\$ 635
	Subtotal =	\$ 1478.34
Costos indirectos	Se asume un 10% de los costos directos	\$ 147,8
	Total =	\$ 1626.14

Nota: El costo total aproximado es de mil seiscientos veinte seis dólares.

Fuente: Autor

7. Discusión

El diseño de la máquina deshojadora y desgranadora de maíz, partió de la necesidad de encontrar un modelo que se acople principalmente a los niveles de producción de la zona, y a otras características como; tamaño, peso, potencia instalada, y costo.

En cuanto a la capacidad de procesamiento, en base al análisis de la producción promedio, y a las opciones propuestas por los encuestados del sector, se planteó una capacidad de 15 qq/hr de maíz desgranado, comparando esta capacidad con las propuestas presentadas por otros autores como Ureña Espin & Villavicencio Calle, (2012) la cual es de 50 qq/hr así mismo, se realizó una comparación con las máquinas que se encuentran en el medio comercial, las cuales producen entre 50 y 100 qq/hr, lo que implica una reducción de producción la cual puede ser controlable por el productor, sin necesidad de recurrir a excesiva mano de obra.

Para la obtención de los parámetros de operación, se tomó en cuenta las características de cinco desgranadoras. De estas máquinas se realizó la medición de diferentes componentes, así mismo, se estimó la capacidad de procesamiento en base a su hoja técnica, al igual que la potencia instalada.

Para obtener la frecuencia de giro en el eje de desgranado, algunos autores de investigaciones similares como Cholca & Mantilla (2015), y Pinta Bustamante (2020), para sus diseños proponen velocidades angulares alrededor de las 800 rpm, a diferencia de este proyecto que basada en la realización de pruebas de funcionamiento a una máquina en particular (ver **Anexo 8**) se determinó que para un desgranado adecuado se necesita proporcionar una velocidad angular que este alrededor de las 1500 rpm. Es necesario mencionar, que no se cuenta con las dimensiones del radio de los tambores de desgranado de estos proyectos mencionados, ya que en la etapa del diseño de sistemas que trabajan con mecanismos de rotación, el parámetro principal es la velocidad tangencial, esto quiere decir que si se cuenta con diámetros de tambores grandes las velocidades tienen que reducirse, en cambio los diámetros pequeños tienen que aumentar, para obtener aproximadamente la misma velocidad tangencial.

La obtención de la potencia de desgranado de maíz, no es un dato fácil de obtener, por lo que no se cuenta con un formulado matemático que permita calcular este parámetro, incluso hay proyectos donde no se revela como se la estimó, por lo que en otras investigaciones como la realizada por Cholca & Mantilla (2015) y Ureña Espin &

Villavicencio Calle (2012), estiman la fuerza de desgranado de manera empírica o experimental, a través del uso de un dinamómetro, con el que arrancan los granos de maíz.

Para este proyecto se realizó un análisis basado en las máquinas encontradas en la zona de estudio, empleando datos de potencia instalada y capacidad de producción con las cuales se realizó gráficas para obtener un modelo matemático del cual obtener el parámetro de torque y mediante la frecuencia de giro ya definida, poder obtener la potencia necesaria para deshojar y desgranar maíz, el resultado obtenido fue un torque de 25,25 N.m, comparando los resultados con otros autores como Pinta Bustamante (2020), el cual obtiene un torque de 26 N.m, así mismo se compara con el torque obtenido en el diseño de Ureña Espin & Villavicencio Calle (2012), el cual obtiene 33,2 N.m, analizando estos datos se aprecia que los valores no tienen una mayor diferencia entre sí, por lo que se acepta el procedimiento ejecutado para obtener este parámetro.

En la fase de diseño mecánico de la máquina se ejecutó una metodología de estudio y aplicación de múltiples conceptos, lo que permitió el cálculo de los diferentes elementos principales, como; eje principal, criba, cilindro desgranador, elementos desgranadores, ventilador centrífugo radial, entre otros. Así mismo se seleccionó el resto de componentes como; correas de transmisión de potencia, selección de rodamientos, y el cálculo de chavetas y otros.

Para el diseño del ventilador, se aplicó las ecuaciones propuestas por (Mataix, 2006), al igual que la metodología empleada por Pinta Bustamante (2020), en cuanto a los resultados obtenidos el valor calculado de potencia absorbida por el ventilador resultó de 40,6 W lo que llama la atención al ser un valor en teoría bajo, pero en comparación con los resultados con otras investigaciones, como la realizada por (Pinta Bustamante, 2020) donde obtiene 23 W, de igual forma se evidencia un valor bajo de potencia, por lo que se toma como correcto el cálculo realizado.

En lo que respecta al peso, en base a los materiales asignados y al diseño 3D, se estimó un peso de 63 kg, en comparación con otras máquinas, que poseen un peso de aproximadamente 136 kg (ver **Anexo 38**), lo que implica que se logró un diseño con una disminución del 53% de peso, así mismo analizando el diseño de Cholca & Mantilla, (2015), el peso aproximado es de 109 kg, teniendo la misma capacidad de producción se estima una disminución de peso de 42%, igualmente, en cuanto al tamaño, positivamente se logró una disminución, ya que las dimensiones del diseño son inferiores a las que poseen las otras máquinas, ya que estas últimas al ser de mayor capacidad y peso tienen mayores extensiones. En relación a la potencia, para el diseño presentado es de 10 hp, y

las que poseen las diferentes desgranadoras estudiadas está en el rango de los 13,5 y 21 hp, y tomando en cuenta la potencia más baja, se obtuvo una reducción del 26 %, lo que a su vez implica menor consumo energético. Finalmente, en lo que refiere al costo de fabricación, se realizó un análisis económico, en donde se logró calcular que para la fabricación del diseño propuesto, se necesita la inversión de \$ 1626, en comparación con máquinas de gran capacidad como la que se presenta en el **Anexo 37**, tienen un costo de adquisición de \$3150, en lo que se evidencia una reducción del 48,3%, para la fabricación del diseño propuesto, logrando así obtener un diseño que se acopla de mejor manera al pequeño agricultor del sector.

Finalmente, haciendo uso del software de diseño asistido por computador, se realizó el diseño del bastidor de la máquina, la cual está compuesta básicamente por diferente perfilería de acero, las cuales se encuentran comercialmente y son de fácil acceso, las uniones de la estructura son mediante soldadura, en cambio otros componentes fueron diseñados para poder ser desmontados fácilmente mediante el uso de uniones atornilladas.

8. Conclusiones

- De acuerdo al el primer objetivo planteado, se logró definir un modelo de máquina, que se ajusta a los requerimientos del pequeño productor, en base a la capacidad de producción que es de 15 qq/hr, establecida mediante el análisis de la producción promedio de los agricultores del sector, al igual que comparaciones realizadas entre máquinas similares, se concluyó un modelo que consta de características como; alimentación manual a través de una tolva, que dirige las mazorca de maíz en hoja hasta una cámara de desgranado, compuesta por un eje desgranador horizontal, donde se incorpora un cilindro, en cuya superficie se encuentran soldados los elementos desgranadores, los cuales por efecto de impacto deshojan y desgranar el maíz, el cual a través de una criba es separado del resto de residuos de la mazorca, dirigiéndolos hasta la salida del maíz donde es recogido. Para la limpieza del producto, al final del eje principal se instaló un ventilador centrífugo radial, el cual se encarga de la expulsión de los residuos generados.
- Mediante el desarrollo de actividades de campo, se realizó el estudio de diferentes máquinas desgranadoras, con las cuales se identificaron varias características como; potencia instalada, diámetros de criba, eje, cilindro desgranador, dimensiones de elementos desgranadores, entre otras, así mismo mediante la ejecución de pruebas de funcionamiento a una de las máquinas estudiadas, se logró obtener los parámetros operacionales para el modelo de máquina definida, los cuales son: capacidad de producción de 15 qq/hr, frecuencia de giro del eje principal 1500 rpm, longitud del cilindro desgranador de 35,5 cm acoplada a la producción establecida, potencia de diseño 8,28 hp, transmisión de potencia mediante poleas y bandas trapezoidales, geometría de los elementos desgranadores.
- En relación al tercer objetivo, se logró realizar un diseño de máquina que consta de cinco sistemas, los cuales son: sistema de alimentación manual, compuesto principalmente por la tolva de alimentación, sistema de deshojado y desgranado, en el cual se incorporan partes como; eje principal, cilindro desgranador, y elementos desgranadores, otro sistema que conforma la máquina es el de separación del grano, donde forman parte la criba y el ventilador, en el sistema de transmisión de potencia, las partes principales que la conforman son el motor estacionario, las poleas y bandas trapezoidales, y finalmente en el sistema de la estructura se incorporan todas las piezas encargadas de dar soporte y rigidez a todos los demás elementos descritos.

9. Recomendaciones

- Para futuras investigaciones relacionadas con este tema, se recomienda, en cuanto a la potencia necesaria para deshojar y desgranar el maíz, proponer una metodología adecuada para estimar dicho parámetro, ya que comúnmente se la obtiene de forma empírica o experimental, ya que no se encontró información sobre un modelo matemático que ayude al cálculo más acertado de este dato.
- En referencia al sistema de desgranado, se recomienda, realizar ensayos para determinar la influencia de la longitud del cilindro desgranador con la capacidad de desgranado, de igual forma analizar mediante pruebas de funcionamiento, la incidencia del diámetro del cilindro o tambor de desgranado en la frecuencia de giro necesaria para el desgranado.
- Se recomienda definir una metodología que se ajuste más a la realidad en cuanto al cálculo de la potencia absorbida por el ventilador para expulsar los residuos de deshojado y desgrano.

10. Bibliografía

- Alibaba. (n.d.). *Desgranadora y trilladora de maíz*. Retrieved December 18, 2021, from <https://spanish.alibaba.com/product-detail/multi-functional-corn-sheller-and-thresher-corn-peeler-corn-threshing-machine-60503068823.html>
- Amare, D., Endalew, W., Endeblihatu, A., Tefera, A., & Tekeste, S. (2017). *Evaluation and demonstration of maize shellers for small-scale farmers*. 1(3), 93–98. <https://doi.org/10.15406/mojabb.2017.01.00014>
- Barajas Mendoza, M. J., Juárez Martínez, A. A., & Rodríguez Rodríguez, J. L. (2007). *Proyecto de diseño de una desgranadora de maíz*. <https://es.scribd.com/doc/2448359/Diseno-de-una-desgranadora-de-maiz>
- Beer, F., Johnston, R., Dewolf, J., & Mazurek, D. (2010). *Mecánica de Materiales*. In *Solid Mechanics and its Applications* (Quinta). McGraw Hill. https://doi.org/10.1007/978-94-024-1771-5_7
- Briggs and Stratton. (2019). *Catálogo Briggs and Stratton*. <https://www.durespo.com/wp-content/uploads/2020/09/catalogo-briggs-2019.pdf>
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. In *McGraw-Hill Interamericana* (Octava).
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (9^o Edición). McGraw Hill.
- Cholca, L., & Mantilla, G. (2015). *Diseño y construcción de una máquina desgranadora de maíz con capacidad de 15QQ/hora [Universidad Politécnica Salesiana]*. In *Tesis*. <https://doi.org/10.20868/UPM.thesis.39079>
- DIPAC. (2020). *Dipac, productos de acero*.
- Dunlop Argentina S.A. (n.d.). *Correas de transmisión industrial*. <http://www.dunlop.com.ar/catalogos/03-Catalogodecorreasindustriales.pdf>
- Engines, C. (2021). *2021 VANGUARD® Power Guide - Europe, Middle East and Africa Follow us on LinkedIn: Vanguard Power EMEA*. https://www.kisplus.cz/files/web-data/downloads/Katalog_motory_Vanguard_2021.pdf
- FAG. (2000). *Rodamientos FAG*. www.fag.com
- Faires, V. M. (n.d.). *Diseno de elementos de maquinas - Faires.pdf*.
- Gonzales, G., Garcia, A., & Ortiz, T. (n.d.). *Elementos de máquinas. Correas y poleas. Transmisiones mecánicas*. *Instituto Superior Politécnico*, 1–8.
- González, J., & Yanchaliquin, E. (2016). *“Diseño Y Fabricación De Una Máquina Desgranadora De Fréjol Seco Para Implementar En La Parroquia Pinllopatá Perteneciente Al Cantón Pangua” Changuán* [Escuela Superior Politécnica de Chimborazo]. <http://dspace.espace.edu.ec/bitstream/123456789/5759/1/15T00651.pdf>
- Greene, R. W. (1992). *Compresores: Selección, uso y mantenimiento* (1^o Edición). McGraw Hill.
- Hall, A. S., Holowenco, A. R., & Laughlin, H. G. (1971). *Diseno de maquinas.pdf*.

Schaum-Mcgraw-Hill.

- Hamrock, B., Jacobobson, B., & Schmid, S. (2000). *Elementos de máquinas*. McGraw Hill.
- IMPORT ACEROS. (2020). *Catálogo de aceros comerciales*.
<https://www.ptonline.com/articles/how-to-get-better-mfi-results>
- INEC. (2022). Encuesta de superficie y producción continua. *ESPAC - Instituto Nacional de Estadística y Censos*, 1–55.
[https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Estadisticas_agropecuarias/espac/espac-2021/Principales resultados-ESPAC_2021.pdf](https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Estadisticas_agropecuarias/espac/espac-2021/Principales_resultados-ESPAC_2021.pdf)
- INIAP. (2014). *Maíz duro*. Maíz Duro. <http://tecnologia.iniap.gob.ec/index.php/explore-2/mcereal/rmaizd>
- MAQTRON. (2016). *Desgranadoras de maíz*. Productos.
https://www.vencedoramaqtron.com.br/es/produtos_detalhes.php?id=38
- Mataix, C. (2006). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas* (Segunda Ed, Vol. 2).
- Mott, R. L. (2019). Mecánica de fluidos. Impulsión de fluidos. In *Mecánica De Fluidos* (Séptima Ed). <http://repositorio.uladech.edu.pe/handle/123456789/>
- NSK AMERICAS. (2021). *Rodamientos*. Rodamientos.
<https://www.nskamericas.com/es/services/what-s-a-bearing.html#>
- OPAC S.L. (2019). OPAC COMPONENTS. *Catálogo*, 733.
- PDVSA. (1994). *Manual de diseño de proceso*. 165.
- Pérez Silva, J. O., Cholca Cacuango, C. L., & Mantilla Valencia, A. G. (2017). Diseño y fabricación de una máquina para desgranar maíz Design and construction of a corn sheller. *Ingenius Revista de Ciencia y Tecnología*, 18, 21–29.
<https://revistas.ups.edu.ec/index.php/ingenius/article/view/18.2017.03>
- Pinta Bustamante, V. A. (2020). Cálculo y diseño de una máquina desgranadora de maíz para la zona suroriental de la provincia de Loja [Universidad Nacional de Loja]. In *Universidad Nacional De Loja*.
<https://dspace.unl.edu.ec/jspui/handle/123456789/23241>
- Power, I. (2013). *Blogspot*. Sistemas y Máquinas de Fluidos.
<http://sistemasymaquinasdefluidos.blogspot.com/2013/11/>
- Pytel, A., & Singer, F. L. (1994). *Resistencia de Materiales Introduccion a la mecanica de solidos* (4° Edición).
- Ricaldi Torres, J. A. (2020). *Diseño de máquina desgranadora y clasificadora de granos secos de maíz amiláceo con capacidad de 500 kg/h para el Valle del Mantaro* [Universidad Continental].
<https://repositorio.continental.edu.pe/handle/20.500.12394/8214>
- Romero, D. (2016). *Desgrana-matic*. Maquinaria.
<https://sites.google.com/site/desgranamatic/system/app/pages/recentChanges>
- TRAPP. (2014). *Desgranador de maíz.pdf* (p. 36).


<https://www.trapp.com.br/es/produtos/rural/desgranadora-de-maiz/produto/dm-50g---motor-trapp>

Ureña Espin, J. F., & Villavicencio Calle, J. M. (2012). *Diseño y construcción de una máquina para el proceso de desgranado de maíz de la costa* [Escuela superior politécnica de Chimborazo]. <https://1library.co/document/yev30xez-diseno-construccion-maquina-proceso-desgranado-maiz-costa.html>

11. Anexos

Anexo 1. Encuesta

Encuesta aplicada a los diferentes productores del sector

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA FACULTAD DE LA ENERGÍA LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES	 UNL	<small>Universidad Nacional de Loja</small>
<p>Saludos, soy estudiante de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja y estoy realizando una encuesta con la finalidad de evaluar la producción promedio anual de maíz en el sector.</p> <p>La información brindada, será utilizada específicamente para el desarrollo del trabajo de titulación denominado “Diseño de una máquina deshojadora y desgranadora de maíz para pequeños productores del sector “Los Amarillos” del cantón Piñas” el cual me encuentro ejecutando.</p> <p>Por el tiempo brindado a contestar las siguientes preguntas, le anticipo mi agradecimiento:</p>		
<u>Datos de la persona encuestada:</u>		
Nombres completos:		
Cédula de identidad:		
Edad:		
Sector:		
Fecha:		
<u>Información, motivo de la encuesta:</u>		
1.- ¿Usted se considera un productor de maíz?		
SI	<input type="checkbox"/>	NO <input type="checkbox"/>
2.- ¿Qué superficie de terreno destina usted a la siembra de maíz en el sector?		
Menos de 1 hectárea	<input type="checkbox"/>	3 hectáreas <input type="checkbox"/>
1 hectárea	<input type="checkbox"/>	4 hectáreas <input type="checkbox"/>
2 hectáreas	<input type="checkbox"/>	5 hectáreas <input type="checkbox"/>
3.- ¿Cuál es la producción de maíz por hectárea que obtiene en la temporada de siembra?		
.....		
4.- Según su criterio ¿cuál debe ser la producción (qq/hora) que considera óptima para una máquina desgranadora de maíz?		
.....		
5.- ¿Qué método utiliza usted para el desgranado del maíz de su producción?		
Manual	<input type="checkbox"/>	
Con máquinas manuales	<input type="checkbox"/>	
Con máquinas con motor	<input type="checkbox"/>	
6. En caso de alguna observación o comentario final expóngalo a continuación		
.....		
.....		

Fuente: Autor

Anexo 2. Hojas de encuesta aplicadas

Encuesta Realizada

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
FACULTAD DE LA ENERGÍA LAS INDUSTRIAS Y LOS
RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

Saludos, soy estudiante de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja y estoy realizando una encuesta con la finalidad de evaluar la producción promedio anual de maíz en el sector.

La información brindada, será utilizada específicamente para el desarrollo del trabajo de titulación denominado "Diseño de una máquina deshojadora y desgranadora de maíz para pequeños productores del sector "Los Amarillos" del cantón Piñas" el cual me encuentro ejecutando.

Por el tiempo brindado a contestar las siguientes preguntas, le anticipo mi agradecimiento:

Datos de la persona encuestada:
Nombres completos: ... *Fajon, Zomba, Goh, Alvaro*
Cédula de identidad: ... *5158831873*
Edad: ... *33* años
Sector: ... *Los Amarillos*
Fecha: ... *15/12/2021*

Información motivo de la encuesta:

1.- ¿Usted se considera un productor de maíz?
SI NO

2.- ¿Qué superficie de terreno destina usted a la siembra de maíz en el sector?
Menos de 1 hectárea 3 hectáreas
1 hectárea 4 hectáreas
2 hectáreas 5 hectáreas

3.- ¿Cuál es la producción de maíz por hectárea que obtiene en la temporada de siembra?
150 qq/há

4.- Según su criterio ¿cuál debe ser la producción (qq/hora) que considera óptima para una máquina desgranadora de maíz?
50 qq/hora

5.- ¿Qué método utiliza usted para el desgranado del maíz de su producción?
Manual
Con máquinas manuales
Con máquinas con motor

6. En caso de alguna observación o comentario final expóngalo a continuación
Ninguna

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA
FACULTAD DE LA ENERGÍA LAS INDUSTRIAS Y LOS
RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

Saludos, soy estudiante de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja y estoy realizando una encuesta con la finalidad de evaluar la producción promedio anual de maíz en el sector.

La información brindada, será utilizada específicamente para el desarrollo del trabajo de titulación denominado "Diseño de una máquina deshojadora y desgranadora de maíz para pequeños productores del sector "Los Amarillos" del cantón Piñas" el cual me encuentro ejecutando.

Por el tiempo brindado a contestar las siguientes preguntas, le anticipo mi agradecimiento:

Datos de la persona encuestada:
Nombres completos: ... *Fajon, Soseranga, Edwin, Imit*
Cédula de identidad: ... *0105169735*
Edad: ... *31* años
Sector: ... *Los Amarillos*
Fecha: ... *11/12/2021*

Información motivo de la encuesta:

1.- ¿Usted se considera un productor de maíz?
SI NO

2.- ¿Qué superficie de terreno destina usted a la siembra de maíz en el sector?
Menos de 1 hectárea 3 hectáreas
1 hectárea 4 hectáreas
2 hectáreas 5 hectáreas

3.- ¿Cuál es la producción de maíz por hectárea que obtiene en la temporada de siembra?
160 qq/há

4.- Según su criterio ¿cuál debe ser la producción (qq/hora) que considera óptima para una máquina desgranadora de maíz?
12 qq/hora

5.- ¿Qué método utiliza usted para el desgranado del maíz de su producción?
Manual
Con máquinas manuales
Con máquinas con motor

6. En caso de alguna observación o comentario final expóngalo a continuación
Ninguna

Fuente: Autor

Anexo 3. Desgranadoras de maíz

Máquinas de las cuales se obtuvo las características mostradas en la tabla 15.



Máquina 1



Máquina 2



Máquina 3



Máquina 4



Máquina 5

Anexo 4. Cálculo de la cantidad de maíz necesario para obtener la producción establecida de 600 kg/hr.

Maíz producido en el sector



Figura 69. Maíz producido en el sector

Fuente: Autor

Tabla 26. Mediciones del peso del maíz producido en el sector

Muestra	Peso del maíz deshojado		Peso del maíz desgranado		Peso de la tusa	
	lb	kg	lb	kg	lb	kg
1	2,6	1,15	2,3	1	0,3	0,15
2	2,3	1,05	2	0,95	0,3	0,1
3	2,2	1	2	0,9	0,2	0,1
4	2,3	1,05	2	0,95	0,3	0,15
5	2,1	0,95	1,9	0,85	0,2	0,1
6	2,2	1	2	0,9	0,2	0,15
7	2,2	1	2	0,9	0,2	0,1
8	2,1	1	1,9	0,85	0,2	0,15
9	2,2	1	1,9	0,9	0,3	0,1
10	2	0,95	1,9	0,85	0,1	0,1
Total =	22,2	10,15	19,9	9,05	2,3	1,2

Fuente: Autor

En conclusión, para obtener una producción de 100 libras de maíz desgranado, es necesario que la máquina a diseñar desgrane aproximadamente la cantidad especificada de la siguiente relación:

$$\begin{array}{ccc}
 50 \text{ mazorcas} & \begin{array}{c} \diagdown \\ \diagup \end{array} & 19,9 \text{ lb} \\
 X & & 100 \text{ lb}
 \end{array}$$

$$X = \frac{50 \text{ mazorcas} * 100 \text{ lb}}{19,9 \text{ lb}} = 251,25 \text{ mazorcas}$$

Se necesita desgranar 252 mazorcas para obtener 100 libras de maíz.

Anexo 5. Segunda prueba de funcionamiento



Tacómetro



Anemómetro



Maíz desgranado



Hoja y tusa expulsados de la máquina

Anexo 6. Tercera prueba de funcionamiento



Tacómetro



Anemómetro



Maíz desgranado



Hoja y tusa expulsada



Masa del maíz desgranado

Anexo 7. Cuarta prueba de funcionamiento



Tacómetro



Anemómetro



Maíz desgranado



Tusa y hoja expulsados

Anexo 8. Quinta prueba de funcionamiento



Tacómetro



Anemómetro



Maíz desgranado

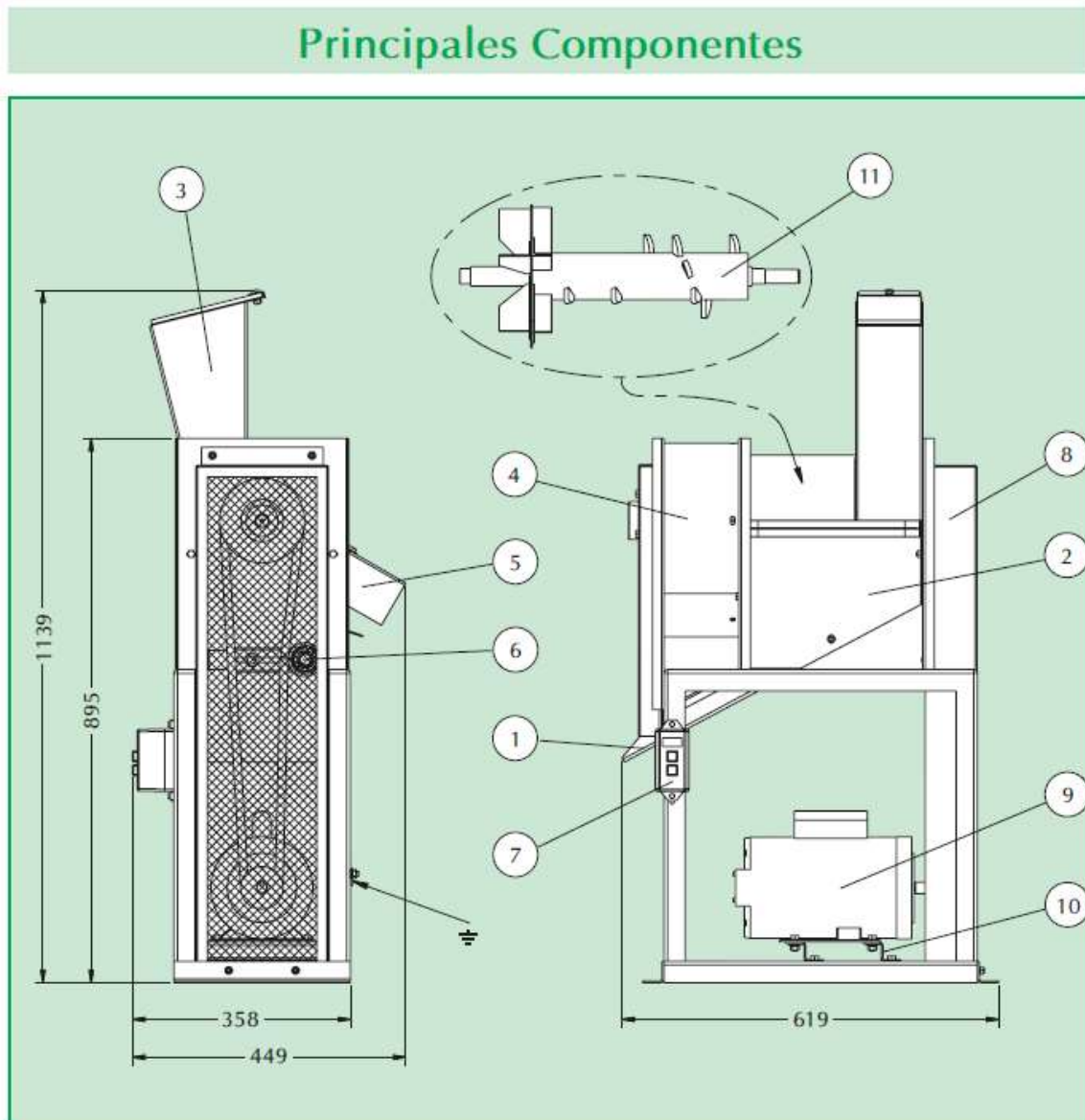


Hoja y tusa expulsadas



Masa del maíz desgranado

Anexo 9. Componentes de la desgranadora de maíz seleccionada como referencia de diseño



Fuente: (TRAPP, 2014)

Anexo 10. Características del factor de seguridad

Tabla 27. Características del 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
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C =	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	C =	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C =	mb	1.7	2.15	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95
mb = muy bien b = bien r = regular p = pobre						
A = Calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección						
B = Control sobre la carga aplicada						
C = Exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares						

Fuente: (Hamrock et al., 2000)

Tabla 28. Características del factor de seguridad D y E

Características		D =		
		ns	s	ms
E =	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6
ms = muy serio s = serio ns = no serio				
D = Peligro para el personal				
E = Impacto económico				

Fuente: (Hamrock et al., 2000)

Anexo 11. Factor de servicio según tipo el tipo de máquina

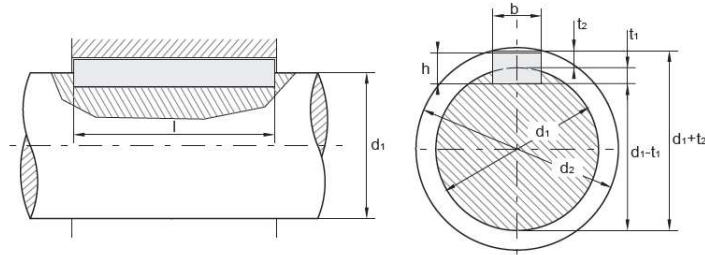
Tabla 29. Factor de servicio

Tipo de máquina conductora. Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos; fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alterna, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.8
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.8	1.8

(Dunlop Argentina S.A., s.f.)

Anexo 12. Chavetas

Tabla 30. Selección de chavetas



Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25																
Para diámetro del eje d1 3)		Altura h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25																
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,982	19,978	21,978	24,978															
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,925	24,925																
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento ligero N9	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	25,000																
		Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948	21,948	24,948																
Chavetero del eje	Profundidad t1 5)	con juego en el lomo o con aprieto		1,1	1,7	2,4	1,9	2,9	2,5	3,5	3,1	4,1	3,7	4,7	3,9	4,9	4,0	5,5	4,7	6,2	4,8	6,8	5,4	7,4	6,0	8,5	6,2	8,7				
		dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2			
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,957	19,978	21,978	24,978															
		Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,296	24,926																
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento ligero N9	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026															
		Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,982	9,982	11,978	13,978	15,975	17,978	19,974	21,974	24,974																
Chavetero del cubo	Profundidad t2 5)	con juego en el lomo o con aprieto		0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1	3,1	2,0	3,5	2,3	3,8	2,2	4,2	2,6	4,6	3,0	5,5	2,8	5,3				
		dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2		
Redondeado del fondo del chavetero	r			0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	14,5	2,5	1,9	2,9	1,7	2,7	1,6	3,3	1,9	3,4	1,8	3,7	2,2	4,1	2,5	5,0	2,4	4,8				
		dif. adm.		-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	
longitud l1 5) 6)	Dif. adm. Macho Hembra			0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6				
		dif. adm.		-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2		
			Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)																													
6			0,188																													
8			0,251	0,565																												
10			0,314	0,707	1,25																											
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35																									
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75																									
16	-0,2	+0,2	0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52																							
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09																							
20			0,628	1,14	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8																					
22				1,55	2,76	2,59	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67																					
25				1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,85	11,0	11,8	15,7																			
28				1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5																			

Fuente: (OPAC S.L, 2019)

Anexo 13. Factores para rodamientos rígidos de bolas

Tabla 31. Factor f_0 para rodamiento rígidos de bolas

▼ Factor f_0 para rodamientos rígidos de bolas									
Número característico del agujero	Factor f_0								
	Serie de rodamientos		161	60	62	622	63	623	64
	618	160							
3					12,9				
4					12,2		13,2		
5					13,2		13		
6					13				
7				13	12,4				
8				12,4	13				
9				13	12,4				
00			12,4	12,4	12,1	12,1	11,3		
01			13	13	12,3	12,2	11,1		
02		13,9		13,9	13,1	13,1	12,1	12,1	
03		14,3		14,3	13,1	13,1	12,3	12,2	12,4
04		14,9		13,9	13,1	13,1	12,4	12,1	11
05		15,4		14,5	13,8	13,8	12,4	12,4	12,1
06		15,2		14,8	13,8	13,8	13	13	12,2
07		15,6		14,8	13,8	13,8	13,1	13,1	12,1
08		16		15,3	14	14	13	13	12,2
09		15,9		15,4	14,3	14,1	13	13	12,1
10		16,1		15,6	14,3	14,3	13	13	13,1
11		16,1		15,4	14,3		12,9		13,2
12		16,3		15,5	14,3		13,1		13,2
13		16,4		15,7	14,3		13,2		12,3
14		16,2		15,5	14,4		13,2		12,1
15		16,4		15,7	14,7		13,2		12,2
16		16,4		15,6	14,6		13,2		12,3
17		16,4		15,7	14,7		13,1		12,3
18		16,3		15,6	14,5		13,9		12,2
19		16,5		15,7	14,4		13,9		
20		16,5		15,9	14,4		13,8		
21		16,3		15,8	14,3		13,8		
22		16,3		15,6	14,3		13,8		
24		16,5		15,9	14,8		13,5		
26		16,4		15,8	14,5		13,6		
28		16,5		16	14,8		13,6		
30		16,4		16	15,2		13,7		
32		16,5		16	15,2		13,9		

Fuente: (FAG, 2000)

Anexo 14. Factores radiales y axiales para rodamientos rígidos de bolas

Tabla 32. Factores radiales y axiales de rodamientos rígidos de bolas

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas															
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y		
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Fuente: (FAG, 2000)

Anexo 15. Modelo de matriz de ponderación

Tabla 33. Matriz de ponderación para seleccionar el modelo de desgranadora más conveniente

	Peso del criterio	DG-1		DG-2		DG-3	
		P	Puntaje	P	Puntaje	P	Puntaje
Función eficaz							
Potencia instalada							
Tamaño							
Peso							
Producción							
Seguridad de operación							
Mantenimiento							
Facilidad de fabricación							
Precio							
Total =							

Fuente: Autor

Anexo 16. Factores de servicio

Tabla 34. Coeficiente de factor de servicio para cálculo de potencia de diseño

Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos; fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alterna, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, mandíbulas, bolas). Molinos (bolas, laminadores, barras). Calamandra para goma, bambury-extrusoras.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Fuente: (Dunlop Argentina S.A., s.f.)

Anexo 17. Catálogo de motores Briggs & Stratton

Motores de Eje Horizontal XR Profesional - A gasolina



- Mofle - silenciador de bajo tono.
- Controles y mandos centralizados.
- Doble rodamiento (balineras).
- Camisa en hierro fundido.
- Árbol de levas metálico reforzado.
- Cigüeñal reforzado.
- Diseño OHV.
- Cumple con regulaciones y normativas internacionales.
- Certificación SAE J1940.



B0831321154H1

Potencia:	3.5 HP
Velocidad:	3600 RPM
Cilindrada:	127 cc
Tipo de eje:	Cuña
Línea:	XR
Arranque:	Manual



B0831320007H1

Potencia:	3.5 HP
Velocidad:	3600 RPM
Cilindrada:	127 cc
Tipo de eje:	Rosca
Línea:	XR
Arranque:	Manual



B0831521157H1

Potencia:	3.5 HP
Velocidad:	600 RPM
Cilindrada:	127 cc
Tipo de eje:	Cuña
Línea:	XR
Arranque:	Manual



B130G320003H1

Potencia:	6.5 HP
Velocidad:	3600 RPM
Cilindrada:	208 cc
Tipo de eje:	Cuña
Línea:	XR
Arranque:	Manual



B19T1320002H1

Potencia:	8.0 HP
Velocidad:	3600 RPM
Cilindrada:	297 cc
Tipo de eje:	Cuña
Línea:	XR
Arranque:	Manual



B19N1320024H1

Potencia:	10.0 HP
Velocidad:	3600 RPM
Cilindrada:	297 cc
Tipo de eje:	Cuña
Línea:	XR
Arranque:	Manual



B19N1320008H1

Potencia:	10.0 HP
Velocidad:	3600 RPM
Cilindrada:	297 cc
Tipo de eje:	Rosca
Línea:	XR
Arranque:	Manual



B25T2320029H1

Potencia:	13.5 HP
Velocidad:	3600 RPM
Cilindrada:	420 cc
Tipo de eje:	Rosca
Línea:	XR
Arranque:	Manual



B25T2320021H1

Potencia:	13.5 HP
Velocidad:	3600 RPM
Cilindrada:	420 cc
Tipo de eje:	Rosca
Línea:	XR
Arranque:	Manual

Fuente: (Briggs and Stratton, 2019)

Anexo 18. Diámetro primitivo de poleas

Tabla 35. Diámetro primitivo de las poleas

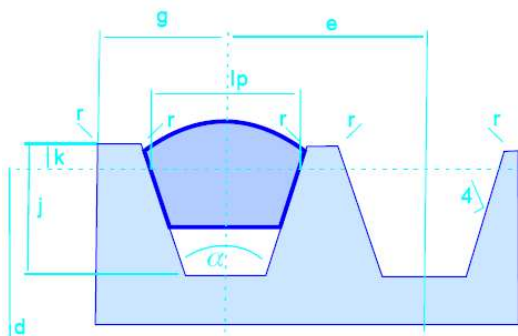
ϕ mm	Z	A	B	C	D	E	ϕ mm	Z	A	B	C	D	E
50							315	••	••	••			
53							355	•	•	•	••		
56							375		•	•	•		
60	•						400	••	••	••	••		
63	••						425					•	
67	•						450	•	•	•	••		
71	••	•					475					•	
75		•					500	••	••	••	••	••	
80	••	•					530						•
90	•	••					560	•	•	•	•	••	
95							600		•	•	•		
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		•	•	•			3000						

Según normas BS 3790

• Diámetro especificado.

•• Diámetro especialmente recomendado.

IMPORTANTE: Al aumentar el diámetro de polea aumenta la vida útil de la correa.



l_p Ancho primitivo.

k Altura mínima de la garganta sobre la línea primitiva.

j Profundidad mínima de la garganta sobre la línea primitiva.

k **Angulo de la garganta.**

d Diámetro primitivo.

e Paso entre ejes de gargantas.

g Distancia entre el eje de la garganta y el bore de la polea.

r Radio de acabado de arista.

Sección de Correa	l_p (mm)	k (mm)	j (mm)	e (mm)	g (mm)	$\Delta \alpha$
Z	8.5	2.5	7	12 ± 0.3	$8 \begin{smallmatrix} +1 \\ -1 \end{smallmatrix}$	$\pm 1^\circ$
A	11	3.3	8.7	16 ± 0.3	$9.5 \begin{smallmatrix} +2 \\ -0 \end{smallmatrix}$	$\pm 1^\circ$
B	14	4.2	10.8	19 ± 0.4	$12.5 \begin{smallmatrix} +3.8 \\ -0 \end{smallmatrix}$	$\pm 1^\circ$
C	19	5.7	14.3	25.5 ± 0.5	$17.5 \begin{smallmatrix} +3.8 \\ -0 \end{smallmatrix}$	$\pm 1/2^\circ$
D	27	8.1	19.9	36.5 ± 0.6	$22.2 \begin{smallmatrix} +6.35 \\ -0 \end{smallmatrix}$	$\pm 1/2^\circ$
E	32	9.6	23.4	44.5 ± 0.7	$28.5 \begin{smallmatrix} +6.35 \\ -0 \end{smallmatrix}$	$\pm 1/2^\circ$

Fuente: (Dunlop Argentina S.A., s.f.)

Anexo 19. Longitud primitiva de correas

Tabla 36. Longitud primitiva nominal

Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-

Fuente: (Dunlop Argentina S.A., s.f.)

Anexo 20. Factores de corrección según la longitud de correa

Tabla 37. Factor de corrección en función de la longitud de correa

Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-

Fuente: (Dunlop Argentina S.A., s.f.)

Anexo 21. Factor de corrección según el ángulo de contacto

Tabla 38. Factor de corrección en función del ángulo de contacto

Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81
115°	0.80	0.80
113°	0.79	0.79
110°	0.78	0.78
108°	0.77	0.77
106°	0.77	0.77
104°	0.76	0.76
102°	0.75	0.75
100°	0.74	0.74
98°	0.73	0.73

Fuente: (Dunlop Argentina S.A., s.f.)

Anexo 22. Prestación base y prestación adicional de potencia para correas trapezoidales

Tabla 39. Prestación base de potencia y prestación adicional de potencia en Hp.

N° R.P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)													Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)													1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	2.00
	66	71	76	81	86	91	96	102	107	112	117	122	127	al 1.01	al 1.04	al 1.08	al 1.12	al 1.18	al 1.24	al 1.34	al 1.51	al 1.99	y sobre
1160	0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20
1750	0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29
3450	0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52	0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.58
200	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03
400	0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07
600	0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
800	0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13
1000	0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	0.00	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
1200	0.55	0.71	0.86	1.01	1.16	1.31	1.46	1.60	1.75	1.89	2.04	2.18	2.32	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20
1400	0.61	0.78	0.96	1.13	1.30	1.47	1.64	1.81	1.97	2.14	2.30	2.46	2.62	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24
1600	0.65	0.85	1.05	1.24	1.43	1.62	1.81	2.00	2.18	2.37	2.55	2.73	2.90	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27
1800	0.69	0.91	1.13	1.34	1.56	1.77	1.97	2.18	2.38	2.58	2.78	2.97	3.17	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.24	0.27	0.30
2000	0.73	0.97	1.21	1.44	1.67	1.90	2.12	2.35	2.57	2.78	2.99	3.20	3.41	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34
2200	0.76	1.02	1.28	1.53	1.78	2.02	2.26	2.50	2.74	2.97	3.19	3.42	3.64	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37
2400	0.79	1.07	1.34	1.61	1.88	2.14	2.39	2.65	2.89	3.14	3.38	3.61	3.84	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40
2600	0.81	1.11	1.40	1.69	1.97	2.24	2.51	2.78	3.04	3.29	3.54	3.78	4.02	0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44
2800	0.83	1.14	1.45	1.75	2.05	2.34	2.62	2.90	3.17	3.43	3.69	3.94	4.18	0.00	0.05	0.10	0.16	0.21	0.26	0.31	0.37	0.42	0.47
3000	0.84	1.17	1.49	1.81	2.12	2.42	2.72	3.00	3.28	3.55	3.81	4.07	4.31	0.00	0.06	0.11	0.17	0.22	0.28	0.34	0.39	0.45	0.50
3200	0.85	1.19	1.53	1.86	2.18	2.49	2.80	3.09	3.38	3.66	3.92	4.18	4.42	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54
3400	0.85	1.21	1.56	1.90	2.24	2.56	2.87	3.17	3.46	3.74	4.01	4.26	4.50	0.00	0.06	0.13	0.19	0.25	0.32	0.38	0.44	0.51	0.57
3600	0.85	1.22	1.59	1.94	2.28	2.61	2.93	3.23	3.52	3.80	4.07	4.32	4.56	0.00	0.07	0.13	0.20	0.27	0.34	0.40	0.47	0.54	0.61
3800	0.84	1.23	1.60	1.96	2.31	2.65	2.97	3.28	3.57	3.85	4.11	4.36	4.58	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64
4000	0.83	1.22	1.61	1.98	2.33	2.67	3.00	3.31	3.60	3.87	4.13	4.36	4.58	0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.60	0.67

Fuente: (Dunlop Argentina S.A., s.f.)

Anexo 23. Características del acero AISI 1018

EJES

EJES

ACERO DE TRANSMISIÓN

Especificaciones Generales:

Norma: AISI 1018

Descripción: Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

Aplicaciones: Levas uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3.

Largo: 6 mts




COMPOSICIÓN QUÍMICA				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

PROPIEDADES MECÁNICAS			
RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

DIMENSIONES
DIÁMETRO
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1-1/4"
1-1/2"
1-3/4"
2"
2-1/4"
2-1/2"
2-3/4"
3"
3-1/2"
4"
4-1/2"
5"
6"

Fuente: (DIPAC, 2020)

Anexo 24. Dimensiones comerciales de la tubería cédula 40

Tabla 40. Dimensiones de cilindro hueco

Tubería Cédula 40

Especificaciones Generales +

Norma	ASIM A S3 GR.B para conducción de fluidos
Acabamiento	Negro o galvanizado
Longitud	3,00 m.
Clase de pintura	Previa Consulta
Acabado	Natural
Discontinuidades	Previa Consulta



Composición Química	Máximo porcentaje
Carbono	0.3
Manganeso	1.2
Fósforo	0.05
Azufre	0.06



DIAMETRO NOMINAL	EXTERIOR		ESPESOR	PRESION/PRUEBA			PESO
	mm	pulg	e	pulg	kg/cm2	lb/pulg2	kg/mt
			mm				
1/4"	13,70	0,54	2,24	0,08	49	700	0,63
3/8"	17,10	0,37	2,81	0,09	49	700	0,85
1/2"	21,30	0,84	2,77	0,10	49	700	1,27
3/4"	26,70	1,05	2,87	0,11	49	700	1,68
1"	33,40	1,31	3,38	0,13	49	700	2,50
1 1/4"	42,20	1,66	3,56	0,14	91	1300	3,38
1 1/2"	48,30	1,90	3,68	0,14	91	1300	4,05
2"	60,30	2,37	3,91	0,15	176	2500	5,44
2 1/2"	73,00	2,87	5,16	0,20	176	2500	8,62
3"	88,90	3,50	5,49	0,21	176	2500	11,29
4"	114,30	4,50	6,02	0,23	155	2210	16,07
5"	141,30	5,56	6,55	0,25	137	1950	21,78
6"	168,30	6,62	7,11	0,28	125	1780	28,26
8"	219,10	8,62	8,18	0,32	110	1570	42,53
10"	273,00	10,75	9,27	0,36	101	1430	60,29
12"	323,80	12,75	10,31	0,40	94	1340	79,65

Fuente: (IMPORT ACEROS, 2020)

Anexo 25. Dimensiones de planchas comerciales

Tabla 41. Dimensiones de planchas comerciales

Laminado Al Caliente (Estándar)

Especificaciones Generales

Norma: ASTM A 36 – ST 37.2
 pesores: 0,20mm a 8mm
 Rollos: X 1219
 Planchas: 4 X 8
 Medidas y calidades especiales bajo pedido

APLICACIONES

Tubería de grandes diámetros.
 Cáscaras.
 Múltiples.
 Construcción de tuberías.
 Alas.
 Ductos.
 Centros de pilotes.
 Elementos de apoyo.
 Construcción de puentes.
 Fabricación de tanques.
 Construcción de estructuras en general con diámetro de alma llena (Hijos).

Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.
mm	mm	mm	kg.
1220	2440	1,50	35,05
1220	2440	2,00	46,74
1220	2440	3,00	70,10
1220	2440	4,00	93,47
1220	2440	5,00	116,84
1220	2440	6,00	140,21
1220	2440	8,00	186,94
1220	2440	9,00	210,31
1220	2440	10,00	233,68
1220	2440	12,00	280,41

NORMA	COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS				
	% C	% MN	% P	% S	% SI	% CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°	NORMA EQUIVALENTE
ASTM A-588M GRADO A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0, 0-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min		
ASTM A-283 GRADO C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max	4	205 min	380 516 max	25 min	0= 1,5e	SAE 1015
JIS G-3101 SS41 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min		

Fuente: (IMPORT ACEROS, 2020)

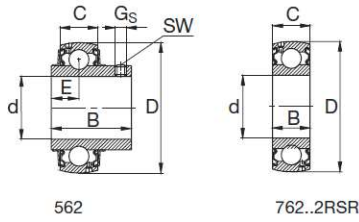
Anexo 26. Tipos de rodamientos y sus características.

Tipo de rodamiento		Características:														
		Carga radial	Carga axial en ambas direcciones	Compensación longitudinal en el rodamiento	Compensación longitudinal con ajuste del eje	Rodamientos desplazables	Compensación de desalineaciones	Elevada precisión	Actitud con elevadas velocidades	Funcionamiento silencioso	Agujero cónico	Obstrucción a uno o ambos lados	Elevada rigidez	Bajo rozamiento	Rodamientos fijos	Rodamientos libres
Rodamientos rígidos de bolas																
Rodamientos de bolas de contacto angular																
Rodamientos de bolas de contacto angular, de doble hilera																
Rodamientos para husillos																
Rodamientos con cuatro caminos de rodadura																
Rodamientos oscilantes de bolas																
Rodamientos de rodillos cilíndricos NU, N																
NJ																
NUP, NJ + HJ																
NN																
NCF, NJ23VH																
NNC, NNF																

← Rodamientos individuales y rodamientos en tandem en un sentido a) para montaje por parejas b) para baja carga axial c) aptitud limitada para montaje por parejas d) también con manguitos de montaje o desmontaje e) solo carga axial f) muy bien en series estrechas

Fuente: (FAG, 2000)

Anexo 27. Rodamientos rígidos de bolas



Eje	Dimensiones											Capacidad de carga		Denominación abreviada Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Peso \approx kg
	d	D	C	B	B ₁	d ₁ max	B ₂	E	G _s	SW	C	estát. C ₀			
mm in	mm										kN				
1	25,4	52	15	21,5	31	38,1	13,5	7,5	M6x0,75	3	14	7,8	16205.100	0,217	
	25,4	52	17	34,9	44,4	38,1	13,5	17,5	M6x0,75	3	14	7,8	36205.100	0,265	
	25,4	52	17	34,1				14,3	M6x0,75	3	14	7,8	56205.100	0,188	
1 1/16	26,988	62	16	23,8	35,7	44,5	15,9	9	M8x1	4	19,3	11,2	16206.101	0,325	
	26,988	62	19	36,5	48,4	44,5	15,9	18,3	M8x1	4	19,3	11,2	36206.101	0,459	
	26,988	62	19	38,1				15,9	M6x0,75	3	19,3	11,2	56206.101	0,352	
1 1/8	28,575	62	16	23,8	35,7	44,5	15,9	9	M8x1	4	19,3	11,2	16206.102	0,312	
	28,575	62	19	36,5	48,4	44,5	15,9	18,3	M8x1	4	19,3	11,2	36206.102	0,439	
	28,575	62	19	38,1				15,9	M6x0,75	3	19,3	11,2	56206.102	0,331	

Fuente: (FAG, 2000)

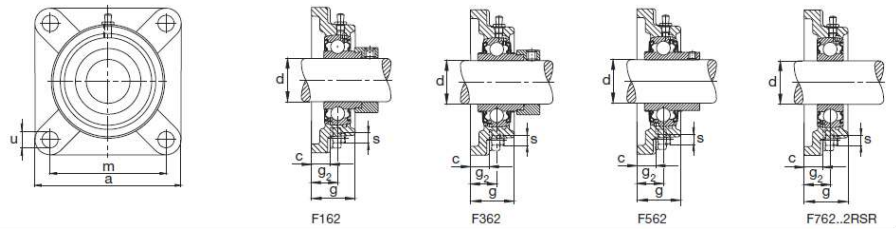
Anexo 28. Unidad de rodamiento



Unidades FAG de rodamientos S

Series F162, F362, F562, F762...2RSR

SopORTE brida de fundición gris



Eje	Dimensiones									Tornillos de fijación		Denominación abreviada			Peso \approx Unidad de rodamiento S kg
	d	a	c	g	g ₂	m	u min	max	s	In	Unidad de soporte FAG	Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Soporte FAG		
mm in	mm								mm						
1	25,4	93	13	30	19	70	11,5	12,5	M10	7/16	F16205.100	16205.100	F205	1,02	
	25,4	93	13	30	19	70	11,5	12,5	M10	7/16	F36205.100	36205.100	F205	1,07	
	25,4	93	13	30	19	70	11,5	12,5	M10	7/16	F56205.100	56205.100	F205	0,988	
1 1/16	26,988	106	14	32,5	20	82,5	11,5	12,5	M10	7/16	F16206.101	16206.101	F206	1,33	
	26,988	106	14	32,5	20	82,5	11,5	12,5	M10	7/16	F36206.101	36206.101	F206	1,46	
	26,988	106	14	32,5	20	82,5	11,5	12,5	M10	7/16	F56206.101	56206.101	F206	1,35	
1 1/8	28,575	106	14	32,5	20	82,5	11,5	12,5	M10	7/16	F16206.102	16206.102	F206	1,31	
	28,575	106	14	32,5	20	82,5	11,5	12,5	M10	7/16	F36206.102	36206.102	F206	1,44	
	28,575	106	14	32,5	20	82,5	11,5	12,5	M10	7/16	F56206.102	56206.102	F206	1,33	

Fuente: (FAG, 2000)

Anexo 29. Fotografías al trabajo de medición a las muestras de maíz



Anexo 30. Mediciones del maíz producido en el sector

Tabla 42. Mediciones realizadas a 50 mazorcas de maíz producido en el sector

Muestra	Maiz con hoja		Maiz sin hoja		Tuza		unidad
	Diametro	Longitud	Diametro	Longitud	Diametro	Longitud	
1	65	180	55	160	33	160	mm
2	60	190	53	170	33	170	mm
3	61	190	56	170	32	170	mm
4	62	190	55	170	34	170	mm
5	57	200	50	180	29	180	mm
6	60	190	53	150	32	150	mm
7	57	150	50	130	31	130	mm
8	60	160	55	140	33	140	mm
9	62	170	51	140	32	140	mm
10	57	160	53	130	31	130	mm
11	55	150	50	130	30	130	mm
12	61	160	55	140	32	140	mm
13	59	160	54	140	30	140	mm
14	55	150	51	130	28	130	mm
15	51	150	48	120	33	120	mm
16	61	170	54	150	32	150	mm
17	57	150	52	130	32	130	mm
18	64	170	53	150	30	150	mm
19	62	170	54	150	31	150	mm
20	60	170	53	140	30	140	mm
21	53	140	52	120	29	120	mm
22	58	160	53	140	29	140	mm
23	59	160	53	140	29	140	mm
24	56	150	52	140	28	140	mm
25	54	140	49	120	28	120	mm
26	56	160	50	130	29	130	mm
27	58	170	53	140	30	140	mm
28	55	160	51	140	28	140	mm
29	60	170	54	140	31	140	mm
30	60	150	53	120	30	120	mm
31	58	140	49	120	29	120	mm
32	60	150	54	130	30	130	mm
33	59	160	52	130	30	130	mm
34	60	150	50	130	30	130	mm
35	58	160	53	140	30	140	mm
36	55	160	51	140	29	140	mm
37	67	170	56	150	33	150	mm
38	57	150	51	130	32	130	mm
39	58	170	50	140	30	140	mm
40	58	140	54	120	31	120	mm
41	59	160	53	130	30	130	mm
42	55	150	51	130	30	130	mm
43	56	140	50	120	30	120	mm
44	59	150	51	130	30	130	mm
45	56	160	50	130	29	130	mm
46	60	140	54	120	31	120	mm
47	62	160	55	130	29	130	mm
48	50	130	46	120	28	120	mm
49	53	150	47	130	28	130	mm
50	55	150	52	130	29	130	mm

Fuente: Autor

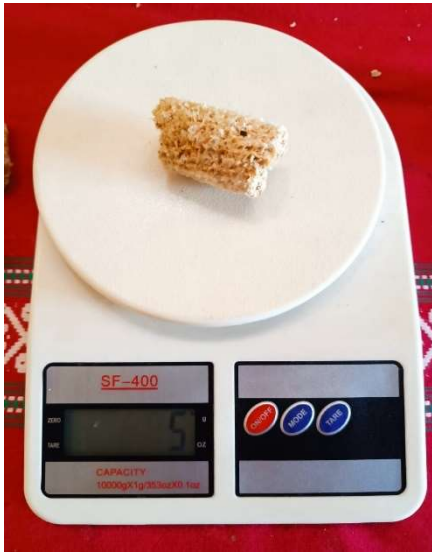
Anexo 31. Resistencia de los aceros

Tabla 43. Propiedades de resistencia de los aceros

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

Anexo 32. Fotografías de mediciones realizadas a residuos durante el desgranado de maíz



Anexo 33. Densidad del aire

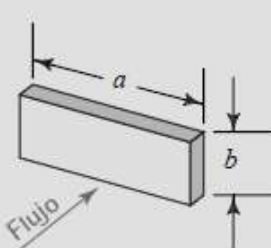
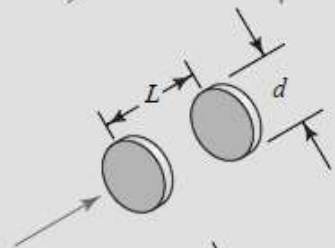
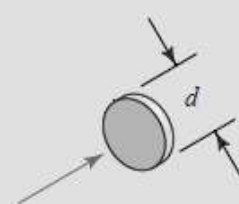
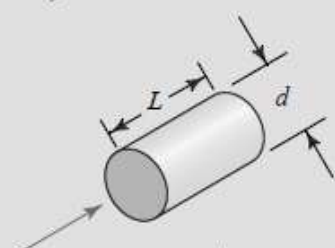
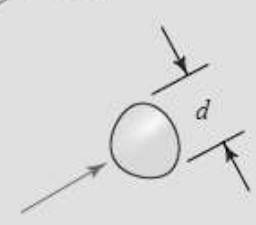
Tabla 44. Densidad del aire a diferentes alturas sobre el nivel del mar

Altitud (metros)	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (kg/m³)	Promedio (kg/m³)	Máximo (kg/m³)
0	1,1405	1,2254	1,3167
305	1,1101	1,1886	1,2735
610	1,0812	1,1533	1,2302
914	1,0524	1,1197	1,2222
1000	1,0444	1,1101	1,1902
1219	1,0252	1,0861	1,1501
1524	0,9996	1,0556	1,1133
1829	0,9739	1,0236	1,0764
2000	0,9595	1,0076	1,0572
2134	0,9483	0,9931	1,0412
2438	0,9243	0,9643	1,0060
2743	0,8986	0,9355	0,9723
3000	0,8794	0,9115	0,9467
3048	0,8762	0,9082	0,9419

Fuente: (Pinta Bustamante, 2020)

Anexo 34. Coeficiente de arraste

Tabla 45. Coeficientes de arrastre

Forma del cuerpo	Orientación	C_D	
Placa rectangular El flujo es perpendicular a la cara frontal plana.		a/b	
		1	1.16
		4	1.17
		8	1.23
		12.5	1.34
		25	1.57
		50	1.76
∞	2.00		
Discos en tándem L = espaciamiento d = diámetro		L/d	
		1	0.93
		1.5	0.78
		2	1.04
Un disco circular		1.11	
Cilindro L = longitud d = diámetro		L/d	
		1	0.91
		2	0.85
		4	0.87
Copa hemisférica, abierta hacia atrás		0.41	

Fuente: (Mott, 2019)

Anexo 35. Evidencia fotográfica de consulta precios de los materiales determinados para la fabricación de la desgranadora de maíz.

Sr(es): Consumidor Final
RUC/CI: 99999999999999
Dir.: S/D
FECHA : 10/03/2023 11:38
RECIBE:

PRODUCTO	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
AL 1 1/2 X 1/8	4	11.16	44.64
TERN 3 X 2	1	28.13	28.13
PC 3 MM [1.22 X 2.44]	1	83.93	83.93
PL 3/4 X 1/8	1	3.13	3.13
SUELDA ESAB FUNDA 60-11 1/8	1	16.07	16.07
SUELDA ESAB FUNDA 70-18 1/8	1	17.41	17.41
FONDO GRIS 1/4 CONDOR	1	7.14	7.14
LITRO NEGRO BRILLO DURACOLOR	1	4.02	4.02
SUBTOTAL			204.46
Subtotal Iva 12%			204.46
Iva 12%			24.54
TOTAL			229.00



Anexo 36. Proforma del costo de mano de obra para fabricación de la máquina desgranadora diseñada.

TORNERIA MARIN

Propietario: Manuel Jacinto Marín

Dirección: Piñas, El Oro

Fecha: 11/03/2023

Actividad	Encargado	Tiempo (h)	Costo (USD)
Mecanizado del eje	Tornero/Fresador	4	60.00
Corte y rectificado de las cubiertas laterales del cilindro	Tornero/Fresador	1	40.00
Corte y rectificado del disco para el ventilador	Tornero/Fresador	1.5	30.00
Mecanizado del cubo de la polea	Tornero/Fresador	0.5	20.00
Mecanizado del cubo par el ventilador	Tornero/Fresador	0.5	20.00
Chavetero, polea - eje	Tornero/Fresador	1	20.00
Chavetero, cubo del ventilador - eje	Tornero/Fresador	1	20.00
Corte de elementos de la estructura	Mecánico general	8	60.00
Corte, rolado, y perforaciones para la criba	Mecánico general	4	50.00
Corte y soldadura de los elementos desgranadores	Soldador	4	60.00
Soldadura de la estructura	Soldador	6	80.00
Soldadura de los alabes del ventilador	Soldador	5	75.00
Ensamble de la máquina	Mecánico general	6	100.00
Total, de mano de obra =			635.00



Andrés Marín

Tornero/Soldador

Celular: 0998910698

Anexo 37. Precio de desgranadoras de alta capacidad

Maquinarias Agrícolas del Ecuador **TECNIFICANDO EL AGRO** **COTIZACION**

Quevedo 16 de septiembre del 2021

Muy buenas tardes a continuación exponemos las características de la desgranadora de maíz moderna con motor americano.

DGM101-2 ZC

- Construida en plancha de 2 y 3 mm de espesor
 - Motor a gasolina de 18HP 2 pistones / americano
 - Base de motor en canal de 80 x 6mm
 - Capacidad 100 hasta 110 qq por hora
 - Eje de mando en acero de transmisión de 1 ½ de diámetro
 - 2 chumaceras
 - Poleas en aluminio
 - Estructura zaranda cambiabile
 - Zaranda en 4mm espesor
 - Se abre la parte superior de la maquina y el botadero de basura
- Valor \$3150.0**

GARANTIA: la empresa se compromete a dar 1 año de garantía de la máquina



Fuente: Maquinaria agrícola del ecuador (2021)

Anexo 38. Características de desgranadora DGM50



DESGRANADORA DE MAÍZ

La desgranadora de maíz marca COPAI es ideal para desgranar cualquier tipo de maíz duro, sea húmedo o seco.

Tiene un alto rendimiento con más del 99%, no rompe el grano y la limpieza es excelente.

Esta desgranadora cumple con todas las exigencias en el desgrane del maíz, por su capacidad, resistencia y garantía.



CARACTERÍSTICAS*

MODELO:	DGM 50
CAPACIDAD:	25qq (húmedo). 50qq (seco) por hora.
MOTOR:	Briggs Stratton 16HP. (norteamericano).
COLOR:	Azul y amarillo (tolva).
PESO:	3 qq.
GARANTIA:	6 meses.

La máquina está montada en dos tablonces de madera (moral).

Fuente: (Cholca & Mantilla, 2015)

Anexo 39. Propiedades físicas de la desgranadora

Propiedades físicas

Estructura.SLDASM

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos

Crear operación de centro de masa

Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de Estructura
Configuración: Predeterminado
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Masa = 63631.59 gramos

Volumen = 9250144.17 milímetros cúbicos

Área de superficie = 5261309.62 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
X = 228.93
Y = 2293.15
Z = -94.72

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímet
Medido desde el centro de masa.

lx = (-0.05, 1.00, 0.01)	Px = 3345960487.80
ly = (-1.00, -0.05, 0.01)	Py = 5250587425.80
lz = (0.01, -0.01, 1.00)	Pz = 6879106778.60

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de r

Lxx = 5245153599.76	Lxy = -104014259.97	Lxz = -22605721.1
Lyx = -104014259.97	Lyy = 3351906771.62	Lyz = 33922036.4
Lzx = -22605721.26	Lzy = 33922036.48	Lzz = 687849432.

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

lxx = 340426531136.38	lxy = 33300540231.52	lxz = -140238208
lyx = 33300540231.52	lyy = 7257603250.01	lyz = -137871769
lzx = -1402382085.02	lzy = -13787176948.58	lzz = 3448238063

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles

Fuente: Autor

Anexo 40. Planos mecánicos de la máquina deshojadora y desgranadora de maíz
Ubicados en el Cd – R Nro. 1

Anexo 41. Certificación de la traducción del resumen

Loja, 26 de abril 2023

Magister

JHIMI BOLTER VIVANCO LOAIZA

**CATEDRÁTICO DE LA CARRERA DE PEDAGOGÍA DE
LOS IDIOMAS NACIONALES Y EXTRANJEROS - UNL**

CERTIFICO:

Que el documento aquí expuesto es fiel traducción del idioma español al idioma inglés del resumen del Trabajo de Integración Curricular titulado: **“Diseño de una máquina para el proceso de deshojado y desgranado de maíz para pequeños productores del sector “Los Amarillos” del cantón Piñas”**, de autoría de Joel Armando Zumba, C.I. 0705768398, de la Carrera de Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.

Lo certifico y autorizo hacer uso del presente en lo que a sus intereses convenga.



JHIMI BOLTER VIVANCO LOAIZA, M.Ed.

**CATEDRÁTICO DE LA CARRERA DE PEDAGOGÍA DE
LOS IDIOMAS NACIONALES Y EXTRANJEROS - UNL**