



**FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA Y
URBANISMO**

**ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL DE
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO ELECTRICISTA**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELADORA DE
CORTEZA DE CAÑA DE AZÚCAR CON
CAPACIDAD DE 200 KG/H PARA LA
DISTRIBUIDORA “BURGOS” – LAMBAYEQUE**

Autores

Bach. Chapoñan Huamán Jhoseth Henry

Bach. Peralta Segura Henry

Asesor

Dr. Jorge A. Olórtegui Yume, Ph.D.

Línea de Investigación

Ingeniería de procesos productivos.

Pimentel - Perú

2019

MIEMBROS DE JURADO

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CORTEZA DE CAÑA DE AZÚCAR
CON CAPACIDAD DE 200 KG/H PARA LA DISTRIBUIDORA “BURGOS” –
LAMBAYEQUE**

**Bach. PERALTA SEGURA
HENRY**

**Bach. CHAPOÑAN HUAMÁN
JHOSETH HENRRY**

**Mg. ALVARADO SILVA CARLOS
ALEXIS**

PRESIDENTE

**Mg. VIVES GARNIQUE JUAN
CARLOS**

SECRETARIO

**Mg. GASTIABURU MORALES
SILVIA YVONE**

VOCAL

DEDICATORIA

A Dios, por brindarme la vida y estar conmigo en cada paso que doy, por confortar mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a personas que han sido mi soporte y compañía durante todo este tiempo de estudio.

A mis padres Reinaldo y Luz Bella por ser los pilares fundamentales en todo lo que soy, en toda mi educación tanto académica como de la vida, por su tajante apoyo correctamente mantenido a través del tiempo todo este trabajo ha sido posible gracias a ellos.

PERALTA SEGURA HENRY

DEDICATORIA

Agradezco a Dios por estar en todo momento conmigo en varias situaciones difícil de mi etapa universitaria que pase más en esta última que caí enfermo, pero él nunca me desamparó ni me dejó solo, hace varios años salí de Lima dejando toda mi familia, iglesia y otras cosas recuerdo que Dios me dijo antes de partir a través de un texto bíblico Josué 1:9: mira que te mando que te esfuerces y seas valiente, no temas, que yo estaré contigo donde quiera que tus vallas. Por todo esto y por darme la vida, la salud, cuidarme todo este tiempo se lo dedico a él por culminar esta carrera y cumplir unos de mis metas.

Agradezco a mi madre Basilia Huamán por este gran esfuerzo y sacrificio que realizó en apoyarme en mi educación universitaria. También por enseñarme como debemos luchar en la vida y que sacrificios debemos hacer muchas veces, sin ella esto no sería posible, pero gracias por todo este apoyo incondicional que me ha dado todo este tiempo.

**CHAPOÑAN HUAMÁN JHOSETH
HENRRY**

AGRADECIMIENTO

A mi alma mater por brindarme una excelente educación profesional como también humana y así poder enfrentar los retos en la sociedad y en la vida profesional.

Al ing. Luis Fernando Chapoñan Rimachi, MG. Juan Carlos Vives Garnique, PHD. Jorge Antonio Olortegui Yume por dedicar gran parte de su tiempo y guiarme en el camino del aprendizaje y también por la asesoría brindada en esta tesis. Y a los demás docentes que dejaron gratas enseñanzas.

JHOSETH HENRRY CHAPOÑAN HUAMÁN

Le debo un entrañable agradecimiento a mi asesor especialista ingeniero Luis Fernando Chapoñan Rimachi; MG Carlos Vives Garnique y PHD. Jorge Olortegui Yume por guiarme durante toda la elaboración de mi tesis orientándonos para el correcto desarrollo para un trabajo de investigación de ingeniería mecánica.

A la Universidad Señor de Sipán por brindarme una excelente educación humana e intelectual para así convertirme en un profesional que prestara servicio responsable e intelectual

Quiero agradecer a mis padres Reinaldo y luz bella, participes directos de mi formación humana y profesional, ustedes me dieron la fuerza y el empuje para comenzar y finalizar cada una de mis proyectos

HENRY PERALTA SEGURA

RESUMEN

Esta investigación consiste en el diseño de una máquina peladora de corteza de caña de azúcar con capacidad de 200 kg/h. Satisfaciendo la demanda que existe en la distribuidora “Burgos”.

Se realizó este diseño con la finalidad de solucionar la problemática que presenta esta distribuidora, la cual consiste en pelar la caña manualmente dificultando la producción como también algunos accidentes que pueden sufrir los trabajadores a través de cortes. En dicha empresa la producción lo realiza 8 trabajadores cumpliendo con una demanda de 850 kg diarios y que en algunas ocasiones no las cumplen, pero la distribuidora tiene la visión de producir 1000 kg diarios por la fuerte demanda que existe en la región Lambayeque.

Para este caso de estudio se realizó un cálculo analítico para determinar parámetros del eje giratorio, cuchillas de corte, potencia de motores, resistencia de estructura, además la selección de cadenas, fajas de transmisión, poleas, engranajes, chumacera entre otros.

Software CAD Y CAE permitió para modelamiento y análisis por resistencia del eje de transmisión y cuchillas de corte. También se emplearon teorías como la de fatiga, esfuerzo por Von Mises, factor de seguridad y deformación máxima.

Se concluye que la propuesta de diseño fue completada, se realizó el modelamiento en software especializado y luego el análisis FEA que determinó que los esfuerzos a los que va a estar sometida la máquina son inferiores a los esfuerzos admisibles según el material asignado y las dimensiones calculadas. Se lograron factores de seguridad mayores que 2 lo cual me permite asegurar que esta propuesta de diseño es satisfactoria.

PALABRAS CLAVE: Caña de azúcar, cuchillas de corte, fatiga, acero inoxidable, máquina peladora de corteza de caña de azúcar.

ABSTRACT

This research consists in the design of a peeling machine of sugar cane bark with a capacity of 200 kg / h. Satisfying the demand that exists in the distributor "Burgos".

This design was made in order to solve the problem that exists in this distributor, which consists of peeling the cane manually, hindering the production as well as some accidents that workers may suffer through cuts. In this company the production is carried out by 8 workers fulfilling a demand of 850 kg per day and sometimes they do not comply, but the distributor has the vision to produce 1000 kg per day due to the strong demand that exists in the Lambayeque region.

For this case of study, an analytical calculation was made to determine the power of the engine, the transmission belt, the diameters of pulleys, the pinions, the gears, the cutting blades, the strength of the structure and also the selection of mechanical elements to be used. as the bearing among others.

CAD and CAE software allowed for modeling and analysis by transmission shaft resistance. We also used theories such as fatigue, effort by von Mises, safety factor and maximum deformation.

It is concluded that the design proposal was completed, the modeling was carried out in specialized software and then the FEA analysis that determined that the efforts to which the machine is subjected are inferior to the admissible stresses according to the assigned material and the calculated dimensions. Safety factors greater than 2 were achieved which allows me to ensure that this design proposal is satisfactory.

KEYWORDS: Sugar cane, cutting blades, fatigue, stainless steel, peeling machine of sugar cane bark.

ÍNDICE

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO.....	v
RESUMEN	vi
ABSTRACT	vii
I. INTRODUCCIÓN	22
1.1. Realidad problemática	22
1.2. Antecedentes de estudio	24
1.3. Teorías relacionadas al tema	27
1.3.1. Caña de azúcar	27
1.3.2. Corteza de caña de azúcar	28
1.3.3. Propiedades mecánicas de la corteza de caña de azúcar	28
1.3.4. Tipos de Caña de Azúcar	31
1.3.5. Máquina de pelado de la caña de azúcar.....	32
1.3.6. Tipos de peladoras de corteza de caña de azúcar	33
1.3.7. Partes de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar	35
1.3.8. Principio de funcionamiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar.....	36
1.3.9. Diseño de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar	37
1.3.9.1. Cálculo para el diseño del eje porta cuchillas	37
1.3.10. Normativa.....	42
1.3.12. Definición de términos	46
1.4. Formulación de problema.....	48
1.5. Justificación e importancia de estudio.....	48
1.5.1. Justificación técnica.....	48
1.5.2. Justificación económica.....	48
1.5.2. Justificación social.	48

1.6. Hipótesis	49
1.7. Objetivos.....	49
1.7.1. Objetivo general.....	49
1.7.2. Objetivo específico.....	49
II. MATERIALES Y MÉTODOS.....	51
2.1. Tipos y diseño de investigación:	51
2.2. Población y muestra	51
2.3. Variables y operacionalización.....	51
2.3.1. Variables independientes para el diseño del eje porta cuchillas	52
2.3.2. Variables dependientes para el diseño del eje porta cuchillas	52
2.3.3. Variables independientes para el diseño de cuchillas	52
2.3.4. Variables dependientes para el diseño de cuchillas.....	52
2.3.5. Operacionalización de variables	54
2.4. Abordaje Metodológico, técnicas e instrumentos de recolección de información	
2.4.1. Técnicas de recolección de datos	57
2.4.2. Instrumento de recolección de datos.....	58
2.4.3. Procedimientos para la recolección de datos	59
2.5. Métodos de análisis de datos.....	62
2.6. Principios de rigor científico.....	62
2.7. Aspectos éticos	63
2.7.1 Principios éticos	63
III. RESULTADOS	66
3.1. Necesidades de la distribuidora burgos.....	66
3.2. Recomendaciones de diseño pertinentes al diseño de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar	68
3.3. Definición del problema en términos ingenieriles	69
3.4. Matriz morfológica	70

3.4.1. Desarrollo de la matriz morfológica	70
3.5. Generación de cuatro conceptos alternativos	71
3.5.1. Consideraciones sobre los portadores de solución	74
3.6. Cálculos generales	81
3.6.1. Cálculo y diseño del sistema de arrastre	81
3.6.1.1. Parámetros de entrada para cálculo y selección de cadena.....	86
3.6.1.2. Cálculo del diámetro del eje superior del sistema de arrastre	93
3.6.1.3. Cálculo del diámetro del eje inferior del sistema de arrastre	101
3.6.1.4. Diseño del resorte del sistema de arrastre.....	107
3.6.2. Diseño de eje porta cuchillas.....	113
3.6.2.1. Cálculo analítico del eje porta cuchillas	113
3.6.2.2. Calculo teórico del eje porta cuchillas	115
3.6.2.3. Análisis del eje porta cuchillas con software FEA.....	124
3.6.3. Sistema de corte	126
3.6.3.1 Cálculo analítico torneado general	127
3.6.3.2. Cálculo de la fuerza que ejerce en la cuchilla	131
3.6.3.3. Análisis de cuchillas con software FEA	139
3.6.4. Diseño de resorte.....	140
3.6.5. Selección de motores.....	149
3.6.6. Selección de chumaceras	149
3.6.7. Selección de fajas.	149
3.6.7.1. Dimensiones de la polea motriz y conducida	151
3.6.7.2. Soldadura de estructura.....	156
3.6.7.3. Selección del pulidor de la caña azúcar	160
3.6.7.4. Diseño de análisis de elementos finitos (FEA) estructura base.	162
3.6.8. Diseño del sistema eléctrico	167
3.6.9. Estudio económico	174

Costos y mantenimiento para la máquina peladora de corteza de caña de azúcar...	174
3.6.9.1. Costos Directos.....	174
3.6.9.2. Costos Indirectos.	176
3.6.9.3. Costos totales de la máquina.	176
3.6.9.4. Rentabilidad de la máquina.....	176
3.6.9.5. Cálculo de ingresos.	179
3.6.9.6. Cálculo de egresos.....	179
3.6.9.7 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	181
3.6.9.8 Cálculo del flujo de caja.....	182
3.6.10 Criterios de decisión	185
3.6.11. Interpretación del estudio económico.....	185
3.6.12 Manual de operación.....	185
3.6.13. Plan de mantenimiento preventivo	188
3.6.14. Discusión de los resultados	189
IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	190
REFERENCIAS	192
ANEXOS	195

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N°1. Pelado de la caña de azúcar manualmente.....	23
Figura N°5. Ilustración 5. Caña de azúcar.....	28
Figura N°6. Corteza de caña de azúcar.	28
Figura N°2. Máquina peladora de caña de azúcar en base a un control de movimiento automático.	44
Figura N°3. Máquina peladora de caña de azúcar automática en base a un control de movimiento vs. Máquina peladora de caña de azúcar usando un mecanismo biela manivela.	45
Figura N°4. Máquina de pelar caña de azúcar con tecnología Warananagar.	46
Figura N°7. Resistencia a la fatiga	95
Figura N°8. Distribución de potencia en el eje superior	96
Figura N°9. Momento torsor en la Catarina	96
Figura N° 10. Fuerza tangencial en punto "c" del rodillo	97
Figura N°11. Carga y reacciones del eje en el plano x-y	98
Figura N°12. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas	101
Figura N°13. Diámetro de eje inferior del sistema de arrastre	102
Figura N°14. Distribución de potencia en eje	103
Figura N°15. Fuerzas que actúan en el punto f en el eje inferior	103
Figura N°16. Reacciones y momentos	104
Figura N°17: Diseño de diámetros mínimos en el eje inferior	104
Figura N°18. Resorte helicoidal de compresión.....	107
Figura N° 19. Operación del resorte.....	107
Figura N°20. Eje hueco porta cuchillas.....	113
Figura N°21. Torción del eje hueco porta cuchillas	116
Figura N°22. Fuerzas que ejercen sobre el eje.....	116
Figura N°23. Ciclos de un momento flector alternante con inversión	123
Figura N°24. Ciclos de un momento torsor alterno pulsátil.....	123
Figura N°25. Análisis estático tensiones en el eje.....	125
Figura N°26. Análisis estático desplazamiento en el eje.....	125
Figura N° 27. Análisis estático -Factor de seguridad del eje	126
Figura N°28. Mecanismo de corte.....	126
Figura N° 29. Ángulo de corte y geometría.	129

Figura N°30. Selección de cuchillas.....	130
Figura N°31. Angulo de corte y geometría seleccionado.....	130
Figura N°32. Herramienta de corte	132
Figura N°33. Parámetros de la condición de Marín.....	136
Figura N°34. Análisis estático, tensiones en las cuchillas.....	139
Figura N°35. Análisis estático, desplazamientos en las cuchillas.....	140
Figura N°36. Análisis estático, factor de seguridad de la cuchilla.....	140
Figura N°37. Resorte helicoidal de compresión con	141
Figura N°38. Resorte helicoidal de compresión enrollada.....	141
Figura N°39. Resorte helicoidal de compresión con paso.....	141
Figura N°40. Selección de motores	149
Figura N° 41. Relación de transmisión de un tren de poleas.....	150
Figura N°42. Angulo de contacto de la corre.....	153
Figura N°43. Tensiones en la polea.....	155
Figura N°44. Configuración de soldadura mediante software	157
Figura N°45. Diámetro del electrodo en función al material a soldar.....	157
Figura N°46. Soldadura filete.....	159
Figura N°47. Cepillos astro circulares de cerda negra	161
Figura N°48. Faja de sección circular liso.....	161
Figura N°49. Pulidos de caña.....	162
Figura N° 50. Estructura base.....	162
Figura N°51. Estructura base.....	163
Figura N°52. Enmallado de la estructura base	164
Figura N°53. Tensión axial y de flexión en la base.....	165
Figura N°54. Análisis estático – desplazamientos en la estructura base.....	166
Figura N°55. Análisis estático – factor de seguridad de la estructura base.....	166
Figura N°56. Equipos de protección personal.....	187
Figura N°57. D.C.L. de la caña en el primer par de rodillos.....	227
Figura N°58. Diagrama de fuerza cortante.....	227
Figura N°59. Diagrama de análisis.....	227
Figura N°60. Diagrama de momento flector	228
Figura N° 61. D.C. L En dos pares de rodillos.....	229
Figura N°62. Diagrama de fuerza cortante.....	229

Figura N°63.Diagrama de momento flector	230
Figura N°64.DCL dos pares de rodillos y herramienta de corte	231
Figura N°65. Carga y reacciones del eje en el plano x-y	236
Figura N°66.Reacciones y momentos	239
Figura N°67.DCL eje principal	248
Figura N°68.Diagrama de fuerza cortante y momento flector	248
Figura N°69.DCL de la cuchilla.....	250
Figura N°70.Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la cuchilla.....	251
Figura N°71.Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la cuchilla.....	252
FiguraN°72.Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la cuchilla.....	253

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N°1. Resultado de compresión de la caña de azúcar	29
Tabla N°2. Resistencia al cizallamiento de la corteza de caña de azúcar	29
Tabla N°3. Propiedades mecánicas del bagazo de caña de azúcar	30
Tabla N°6. Procedimiento de diseño de investigación	51
Tabla N°7. Operacionalización de variables para el diseño de eje de transmisión	55
Tabla N°8. Operacionalización de variables para el diseño de cuchillas cortadoras de corteza de caña de azúcar	56
Tabla N°9. Producción de caña de azúcar -2017	66
Tabla N°10. Resumen de los resultados de las entrevistas	67
Tabla N°11. Recomendaciones de diseño.	68
Tabla N°12. Recomendaciones de diseño.	69
Tabla N°13. Calificación de los conceptos de solución	74
Tabla N°14. Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico	77
Tabla N°15. Evaluación de proyectos preliminares según el valor económico	78
Tabla N°16. Diagrama de Evaluación según VDI 2225	79
Tabla N°17. Interdependencia de factores de influencia	85
Tabla N°18. Presión sobre las articulaciones	88
Tabla 19. Variación de velocidad en función del número de dientes	91
Tabla N°20: Resumen de fuerzas cortantes por apoyo	93
Tabla N°21: Resumen de momentos flectores por apoyo	93
Tabla N°22: Designación de acero inoxidable AISI 304	94
Tabla N°23: Factores de confiabilidad para eje del sistema de arrastre	95
Tabla N°24: Factor geométrico	95
Tabla N°25: Resultado de selección de diámetros en el sistema de arrastre	100
Tabla N°26. Material AISI 304 para el eje inferior del sistema de arrastre	102
Tabla N° 27: Resultado de selección de diámetros inferior en el sistema de arrastre	106
Tabla N°28. Constante experimentales para selección del resorte del sistema de arrastre	110
Tabla N°29. Constante de según tipo de extremos de los resortes	112
Tabla N°30. Parametros en el factor de la condición superficial de Marín	119
Tabla N°31. Grafica de sensibilidad a la muesca	120
Tabla N° 32. Concentración de esfuerzos.	120
Tabla N°33. Sensibilidad de la muesca	121

Tabla N°34.Factor de concentración de esfuerzos.	121
Tabla N°35.Resultado de análisis estático del eje porta cuchillas.....	124
Tabla N°36.Factor de temperatura.....	137
Tabla N°37.Factor de confiabilidad.....	137
Tabla N°38.Resultado del análisis estático de la cuchilla	139
Tabla N°39. Constantes experimentales	145
Tabla N°40.Propiedades mecánicas de algunos alambres para resorte	147
Tabla N°41.Constantes de los extremos de resortes.....	147
Tabla N°42.Diametros mínimos de las poleas.....	151
Tabla N°43.Longitudes primitivas de las fajas.....	153
Tabla N°44.Características de la máquina.....	156
Tabla N°45.Propiedades mínimas de la soldadura	158
Tabla N°46.Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos	159
Tabla N°47-Materiales para el pulidor de la caña	161
Tabla N°48.Cargas que soporta la estructura base	163
Tabla N°49.Resultados del análisis de la estructura base.....	165
Tabla N° 50.Características de motor de 0.5 hp.	167
Tabla N° 51.Selcción de conductores eléctricos.	170
Tabla N°52.Costos de elementos de la máquina	174
Tabla N°53.Costos de elementos normalizados	174
Tabla N°54.Costos del sistema eléctrico	175
Tabla N°55.Costos de instalación de la máquina	175
Tabla N°56.Costo total directos.....	175
Tabla N°57.Costos indirectos	176
Tabla N°58. Costo total indirecto	176
Tabla N°59.Costo total de la máquina.....	176
Tabla N°60.Depreciacion anual de la máquina peladora de corteza de caña.....	178
Tabla N°61.Costo de operación y mantenimiento de la máquina	181
Tabla N°62.Egresos anuales	¡Error! Marcador no definido.
Tabla N°63.Datos de evolución financiera.....	182
Tabla N°64.Costos totales de la máquina	183
Tabla N°65.Flujo de caja.....	183
Tabla N°66.Valor actual neto para diferentes valores de interés	184

Tabla N°67. Representacion grafica del VAR -TIR.....	184
Tabla N°68. Caracteristecas generales de la máquina.....	186
Tabla N°69. Plan de mantenimiento preventivo.....	188

TABLA DE ECUACIONES

Ecuación N°1: Masa del tambor.....	37
Ecuación N°2: Volumen del tambor porta cuchilla giratoria	37
Ecuación N°3: Peso del tambor.....	38
Ecuación N°4: Fuerza del tambor	38
Ecuación N° 5: Velocidad final.....	38
Ecuación N° 6: Aceleración	38
Ecuación N°7: Aceleración del tambor	39
Ecuación N°8: Numero de revoluciones	40
Ecuación N°9: Fuerza del tambor en función alas rpm.....	40
Ecuación N°10: Torque del tambor.....	41
Ecuación N°11: Potencia requerida para impulsar el tambor.....	41
Ecuación N° 12: Diámetro interior del recorrido de la caña	42
Ecuación N°13: Diámetro de las carreras exteriores de la caña.....	42
Ecuación N° 14: Volumen de la caña criolla.....	82
Ecuación N°15: Densidad la caña criolla	82
Ecuación N° 16: Número de cañas hora.....	83
Ecuación N°17: Cálculo de la velocidad lineal	83
Ecuación N° 18: Cálculo de la velocidad de rotación	83
Ecuación N°19: Relación de transmisión	84
Ecuación N° 20: Velocidad de rotación real	84
Ecuación N° 21: Velocidad lineal de alimentación corregida.....	84
Ecuación N°22: Velocidad lineal de la cadena	86
Ecuación N°23: Tensión del ramal conductor.....	87
Ecuación N°24: Coeficiente de seguridad de la cadena	87
Ecuación N°25: Presión en las articulaciones de la cadena	88
Ecuación N°26: Velocidad máxima de la cadena.....	90
Ecuación N°27: Velocidad mínima de la cadena	90
Ecuación N° 28: Variación de la velocidad de la cadena.....	91
Ecuación N°29: Momento torsor máximo en cada Catarina.....	92
Ecuación N°30: Esfuerzo real a la fatiga del eje sistema de arrastre.....	96
Ecuación N° 31: Momento torsor de la catalina.....	97
Ecuación N° 32: Fuerza tangencial de la Catarina.....	97

Ecuación N°33: Diámetro de eje en sistema de arrastre.....	98
Ecuación N°34: Diámetro del eje cuando no hay flexión ni torsión	99
Ecuación N°35: Selección de rodamientos en el eje sistema de arrastre.....	100
Ecuación N°36: Constante de elasticidad del resorte	108
Ecuación N°37: Esfuerzo ultimo para el resorte del sistema de arrastre.....	109
Ecuación N°38: Diámetro medio del resorte.....	111
Ecuación N° 39: Espiras del resorte del sistema de arrastre.....	111
Ecuación N° 40: Espiras total del resorte del sistema de arrastre	112
Ecuación N° 41: Longitud solida del resorte del sistema de arrastre	112
Ecuación N°42: Volumen del tambor giratorio.....	113
Ecuación N° 43: Densidad del material del tambor	114
Ecuación N°44: Cálculo del momento de inercia para un tubo hueco	114
Ecuación N° 45: Energía cinética.....	115
Ecuación N°46: Potencia requería para girar el tambor	115
Ecuación N°47: Potencia total de trabajo	115
Ecuación N°48: Cálculo del diámetro del eje por carga estática	117
Ecuación N°49: Cálculo del diámetro del eje por diseño a la fatiga	118
Ecuación N°50: Resistencia a la fatiga para vida infinita	118
Ecuación N°51: Esfuerzo Von Mises	122
Ecuación N°52: Momento flector alternante	123
Ecuación N°53: Ciclo de un momento torsor.....	123
Ecuación N°54: Factor de seguridad método soderberg	124
Ecuación N°55: Velocidad de corte.....	127
Ecuación N° 56: Velocidad del eje porta cuchillas	127
Ecuación N° 57: Velocidad de arranque de viruta de corteza de la caña.....	127
Ecuación N°58: Potencia neta	128
Ecuación N°59: Tiempo de mecanizado de la caña	128
Ecuación N° 60: Paso real de la profundidad de la herramienta de corte	129
Ecuación N° 61: Velocidad de corte en relación m/min.	131
Ecuación N°62: Velocidad de arranque de viruta de corteza en relación cm ³ /min.	131
Ecuación N°63: Potencia neta de la cuchilla.....	131
Ecuación N°64: Potencia total de corte requerida.....	131
Ecuación N° 65: Diseño por carga estática de la cuchilla.....	133

Ecuación N°66: Resistencia a la fatiga de la cuchilla	135
Ecuación N°67: Factor de seguridad de la cuchilla.....	138
Ecuación N° 68: Peso que soporta el resorte.....	141
Ecuación N°69: Constante de elasticidad de un resorte	142
Ecuación N° 70: Fuerza de corte que se ejerce sobre el resorte.....	143
Ecuación N°71: Deformación en la operación del resorte de la cuchilla	144
Ecuación N°72: Esfuerzo último del resorte	144
Ecuación N°73: Diámetro del resorte.....	146
Ecuación N° 74: Espiras del resorte de la cuchilla.....	147
Ecuación N° 75: Espiras total del resorte que está anclada a la herramienta de corte	148
Ecuación N° 76: Longitud solida del resorte de la cuchilla	148
Ecuación N°77: Longitud critica del resorte de la cuchilla.....	148
Ecuación N°78: Potencia corregida para determinar el tipo de banda del tambor.....	150
Ecuación N° 79: Relación de transmisión de la polea del tambor	150
Ecuación N°80: Diámetro en mm de la polea mayor conducida del tambor	151
Ecuación N°81: Determinar la longitud primitiva de la banda del tambor hacia el motor	152
Ecuación 82: Longitud de la correa del tambor	153
Ecuación N°83: Arco de contacto de la correa del tambor.....	154
Ecuación N°84: Velocidad máxima de la correa del tambor	154
Ecuación N°85: Tensión de la faja del tambor.....	155
Ecuación N°86: Esfuerzo cortante de la soldadura	158
Ecuación N°87: Esfuerzo de tensión de la estructura.....	160
Ecuación N°88: Valor de salvamiento	177
Ecuación N°89: Depreciación anual.....	178
Ecuación N°90: Producción mensual	179
Ecuación 91: Consumo diario de energía.....	180
Ecuación N°92: Costo mensual de energía	180
Ecuación 94: Tasa mensual de retorno.....	182
Ecuación N°95: Flujo de caja.....	182
Ecuación N°96: Valor actual neto para los diferentes intereses.....	184
Ecuación N°97: Momento flector resultante en cada punto	238

Capítulo I:

INTRODUCCIÓN

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad problemática

Actualmente Brasil es el mayor productor de caña de azúcar en el mundo. La proyección de la producción brasilera de caña de azúcar para el 2017 es de 720 millones de toneladas a razón de 79.1 T/h. Siguiendo en volumen de producción se encuentran Colombia, Argentina, Australia, Filipinas que generan más de 20 millones de toneladas cada año **(La producción mundial de caña de azúcar, 2017)**.

A pesar de este liderazgo brasilero, el pelado de la corteza de caña se realiza en general manualmente utilizando machetes y cuchillos o, en el mejor de los casos, mediante dispositivos artesanales en los cuales la caña es apretada en contra de los mismos arrancando la corteza. Estos métodos manuales hacen el trabajo monótono y peligroso sin lograr alcanzar la productividad requerida **(Última hora, 2017)**.

El cultivo de caña de azúcar en el Perú es bastante intenso debido principalmente a las condiciones óptimas de clima y suelo existentes. Son cinco los departamentos donde se produce caña de azúcar en el país, dos en la costa norte, dos en la costa central y uno en la costa sur. En el último año, la producción nacional fue de 9.7 millones de toneladas de caña de azúcar: La Libertad con 4.9 millones, seguida de Lambayeque con 2.8 millones, Lima con 1.3 millones, Ancash con 0.6 millones de toneladas y Arequipa con producción poco significativa. De este cultivo se pueden extraer productos como el guarapo, azúcar rubia artesanal, chancaca y otros siendo de gran importancia económica y social para las distintas regiones del país. La producción de caña no tiene una estacionalidad definida por tanto la siembra y la cosecha se realiza durante todo el año **(Dirección General de competitividad Agraria, 2016)**.

El pelado de la corteza de caña se realiza manualmente usando machetes o mecanismos de cuchillas notándose la ausencia de maquinaria automática o semiautomática para este procedimiento. En la actualidad los productos que se extraen de la caña de azúcar se han ido extendiendo en todo el territorio peruano debido a su consumo, generando una necesidad de contar con una tecnología que realice este proceso **(Periodico gestión, 2018)**.

En la región Lambayeque debido a situaciones geográficas depende del comercio y la agricultura desarrollando a gran escala la producción de caña de azúcar, con una siembra al año de 33 mil hectáreas en los distritos de Pomalca, Tumán y Pucalá donde un gran sector de la población se dedica a la comercialización trocitos de caña, extracto de jugo de caña y otros derivados en bolsas pequeñas de polietileno. La obtención de estos productos requiere el pelado de caña el cual se realiza en forma manual, esto es, cuchillos, machetes, o dispositivos simples que hacen la producción lenta y susceptible a accidentes (INEI, 2016).

Para abastecer a los consumidores los comerciantes compran la caña de azúcar de los campos productores de Pomalca, Pucalá y Tumán para luego hacerla pasar por un proceso de pelado manual utilizando herramientas cortantes tales como cuchillo, navajas y otros (Figura N° 1). Esto conlleva a contratar personal adicional para dicho proceso reduciendo el porcentaje de ganancia, en esta región no existe una máquina peladora de caña que dé una solución a este problema.

La distribuidora “Burgos” anhela una producción diaria de 1000 kg de caña de azúcar pelada, esta demanda la cumplirán 8 trabajadores en cinco horas de trabajo. Por la cual dividido estas horas se obtiene 200 kg/h de caña de azúcar pelada.

En nuestro caso de estudio proponemos remplazar la mano de obra por una máquina que permita tener la capacidad de cumplir con la producción de 200kg/h y así cumplir con la demanda establecida del mercado.



Figura N°1. Pelado de la caña de azúcar manualmente
Fuente: Propia, 2017

Esta investigación se centra en el diseño de una maquina peladora de corteza de cañas que puede abastecer la demanda a las empresas y trabajadores de la región Lambayeque y todo Perú que se dediquen al pelado de la caña de azúcar, con la intención de reducir costos de producción dicho proyecto será un gran aporte facilitando el trabajo, producción y satisfaciendo las necesidades del consumidor.

1.2. Antecedentes de estudio

Luego de realizar la búsqueda nacional e internacional se concluyó que servirá como antecedente a este trabajo los que se indican a continuación.

(Talaskar.S, 2013). Diseñaron y fabricaron una máquina peladora de caña de azúcar en el instituto de ingeniería y tecnología Warananagar, India. Se hizo un cálculo analítico para seleccionar el tornillo sin fin, los engranajes y el peso del tambor pelador. Se determinó además la fuerza requerida para pelar la caña de azúcar en función a la aceleración tangencial puesto que el tambor está girando a una velocidad constante y se considera que en el momento del pelado inicial la velocidad es cero. El par torsor y la potencia requerida para impulsar el tambor fueron definidos mediante cálculo. Finalmente se seleccionó cojinetes, tuberías y el motor. Los investigadores obtuvieron la masa del tambor pelador, la potencia necesaria para el tambor y los cojinetes a instalar como 2.20kg, serie 6404, respectivamente. Se dispondrá también de una tubería de hierro fundido, un tornillo sin fin de diámetro de 35.31mm en la que tendrá una potencia disponible del motor de 0,37 CV a una velocidad de 1440 rpm. Se determinó que las cañas de azúcar antes de pelar eran 37.11mm y después de pelar será 36.44mm de diámetro. Al final se concluyó que la máquina peladora de caña de azúcar satisface con una eficiencia de 59,66% y que fue fabricado con materia primas y técnica disponible. El rendimiento global de la máquina es más eficiente en comparación con las ya existentes. El costo de producción y el mantenimiento es relativamente barato por lo tanto la máquina será bien recibida por la industria dado a su desempeño y simplicidad.

(Zhang.D, 2014). Diseñó una máquina peladora de caña de azúcar basada en un controlador de movimiento realizado en la universidad de Mongolia, China. Se realizó un estudio analítico para el diseño del control de movimiento en la que se relacionó los elementos mecánicos y eléctricos para la automatización de entrada y salida del pelado

de la caña. Se elaboró un diagrama de estructura de funciones que cumpla todos los pasos a realizar del pelado de la caña. También se seleccionaron cuchillas de corte, rueda de goma, servo motor, y sistema de transmisión. La siguiente parte consistió en hacer un diagrama de flujo de control la cual se tenía una fotocélula que detecte la caña, switch, interruptor fotoeléctrico y un controlador de movimiento. Se encontró que el pelado de las cañas iba a salir en forma octogonal después del corte y que el interruptor foto eléctrico servirá como un elemento de detención. Se halló que la goma no puede proporcionar energía por lo cual se debe utilizar el aprovechamiento de proceso de retardo de tiempo del controlador de movimiento. Finalmente, se determinó que la conexión entre la rueda de caucho y bastidor de carrocería debería ser elástica de modo que pueda adaptarse a diferentes diámetros de la caña de azúcar. Se llegó a concluir que este estudio puede implementarse en forma automática en todo el proceso de pelar y descarga la caña de azúcar. La máquina de pelar puede sustituir el trabajo manual, mejorando en gran medida la eficiencia de la producción y reducir los costes de producción.

(Xinfeng.Ge, 2015). Diseñó una peladora de caña de azúcar en la universidad de Xunchag, China. Se realizó el diseño y los cálculos para poder seleccionar los elementos mecánicos a utilizar. A continuación, se realizó el diseño de selección para el motor, cadena, piezas de transmisión, biela manivela y también accionamiento por correa. Según el cálculo se decidió que el motor a utilizar será 1380RPM y tendrá una potencia de 0.37 w. Se encontró que la transmisión de cadena a utilizar será 0,94 y que el paso de la cadena tendría 15,875 mm, con un número de secciones de 86 la cual tendría una eficiencia de 92% y una potencia de transmisión de 0.30kw. Se concluye que el pelador automático de caña de azúcar es de alta eficiencia. Esta máquina evitara grandes esfuerzos obteniendo así buenos resultados. La fabricación de la caña de azúcar pelador es simple, fácil de operar y tiene buenas perspectivas de mercado.

(Hisyamudin.N, 2013). Diseñó una máquina de pelar corteza de caña de azúcar en la universidad de Tun Hussein, Malasia. Se utilizó una recopilación de información en el proceso de diseño en la que discute los puntos de vista por diferentes autores como G. Pahl y W. Beitz. Se efectuaron cálculos para seleccionar motor y se hizo un ensayo de pruebas para estudiar el límite de compresión o resistencia a la fluencia de la caña.

También se emplearon rodillos para empujar dentro y fuera del tallo de la caña de azúcar en el comportamiento de una cuchilla nueva. Se decidió utilizar material de acero inoxidable con el fin de proteger los alimentos de la corrosión y tener una mejor higiene como también uso de sistema motorizado en la nueva orientación de producto. También se halló que la caña de azúcar puede soportar 1600N de compresión de 2,5 mm con una altura de 47 mm de la muestra. Se concluye que el sistema de rodillo con neumático es de mejor desempeño que el de rodillo de acero, por ser más ligero. El diseño muestra que se requiere una mejor cuchilla o sistema de pelado con el fin de obtener una mejor velocidad de pelado a una velocidad mejor. La rigidez del resorte contribuye en gran medida en el mecanismo de diseño que la selección correcta de rigidez del resorte y la velocidad dan en si mejor resultado.

(Carvajal.R, 2017). Diseñó un pelador de cañas en Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona, España. Se hizo un diseño preliminar en la cual consta de un brazo basculante con un disco de corte elevado sobre una base a la cual va anclado el otro disco. Se utilizó unos palpadores fijos y no regulables que me determinaran la profundidad de penetración de las cardas, tras los discos de corte se colocó una chapa con un agujero circular a modo de guía para la caña. También se empleó el motor de corriente continua y se diseñó una estructura de chapa con el fin de contener el polvo liberado del proceso de caña. En los elementos mecánicos se utilizó un software para la validez del diseño para ellos se llevó a cabo una serie de simulaciones por elementos finitos utilizando el software PTC simulate 3.0. Finalmente se aprovechó mecanismo de frenado que no solo me permitirá frenar la caña si no regular su rotación. Se halló que el motor trabajara 1N.m y se obtuvo que los modos de vibración deben ser inferior a 26,67HZ o superiores a 40 HZ. Se concluye que este prototipo servirá para realizar pruebas de pelado y consecuentemente para tomar decisiones orientadas a la mejora del diseño. Una acción futura es implementar un accionamiento manual de cara a países que tenga difícil acceso a motores de este tipo la cuales son corriente continua marca Crouzet.

Guillermo, N. (2013). Estudió la perfectibilidad para la creación de una empresa dedicada a la industrialización y comercialización de derivados de caña de azúcar en la pontificia Universidad católica, Perú. Se realizó el estudio estratégico para

implementación de una planta procesadora de jugo de caña en la cual consiste en poder saber el mercado general y evaluar el precio de venta al distribuidor la cual será de S/. 0.90 la cual se esperará un precio al público de S/. 1.20 en promedio. Se investigó el mercado actual, como también se realizó el análisis de la demanda proyectada oferta proyectada, cálculo de demanda del proyecto, Siguiendo un análisis de macro-localización y de los factores de localización. Se determinó que TIR económica será de $27.1\% > WACC 13.26\%$ la cual es acepta el proyecto y rentable, también se halló que el periodo de recuperación será en 4 años. Se concluyó que no existe un rechazo total por parte de los consumidores frente a la nueva bebida envasada por ello que se espera una respuesta positiva a nivel departamental. El costo total unitario para ambos productos está por debajo del valor de venta por lo cual el beneficioso y esto hará que el proyecto sea rentable.

Vera, M. (2013). Manejó un estudio agronómico de semilleros del cultivo de la caña de azúcar en el valle chicana para la obtención de semillas de óptima calidad en la Universidad Antenor Orrego, Perú. Se hizo un tratamiento y un cultivo especial como es el tratamiento de hidro termoterapia de caña. Se realizó cuarteles pequeños de a 10 a 12 meses de cuidado para obtener semillas de calidad. También se realizó establecimiento de estado sanitario para la caña en la cual consistía en que la tierra se debe ser de libre carbón, raquitismo de la soca, escaldadura de la hoja y roya clorótica debe ser menores a 1%. También se evaluó un tratamiento vegetativo para poder eliminar la presencia de patogones la cual produce infecciones. Se halló que si no cumplía con el establecimiento sanitario la planta se debe destruir y repetir su establecimiento. Es necesario que el establecimiento semillero se debe tratar en una temperatura térmica de 51 grados entre una hora es el más óptico. Se concluye que la intensión de este proyecto es obtener una semilla de óptima calidad libre de enfermedades y mejorar los altos rendimientos de producción de la caña de azúcar.

1.3. Teorías relacionadas al tema

1.3.1. Caña de azúcar

La caña de azúcar es una planta herbácea forma parte a la familia de las gramíneas un grupo de tallos duros, jugosos, no ramificados y con entrenudos (Figura N° 5). Crece a partir de una red de rizomas de la que aparecen tallos secundarios. Los tallos

miden en un rango de 5 a 3 metros de altura muestran colores que van desde el verde hasta el rosado o púrpura. (Bioenciclopedia, 2015).



Figura N°2. Ilustración 5. Caña de azúcar.

Fuente: Ministerio de agricultura y riego, 2016.

1.3.2. Corteza de caña de azúcar

La corteza es la capa externa que protege a la caña de azúcar para conservar su estado natural (*Saccharum officinarum*, 2013) protegiendo de plagas y medios contaminantes que puedan dañar la calidad del producto natural que conserva en su interior (figura N°6).



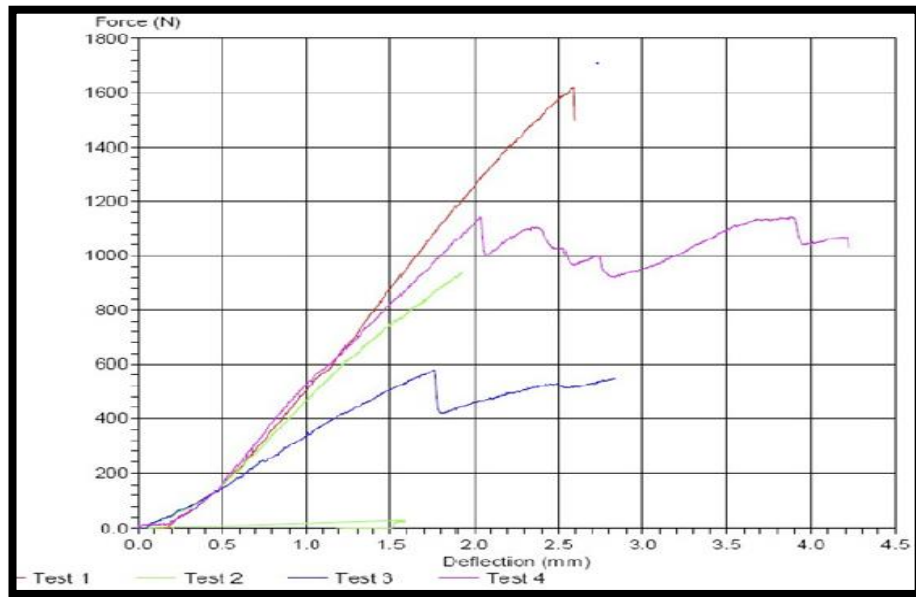
Figura N°3. Corteza de caña de azúcar.

Fuente: Residuos de la producción de azúcar ,2017.

1.3.3. Propiedades mecánicas de la corteza de caña de azúcar

Para determinar las propiedades mecánicas de la corteza de caña de azúcar se realizaron ensayos de límite de compresión o resistencia a la fluencia (Asim & Hisyamudin, 2013) donde se obtuvo los siguientes resultados (Tabla N° 02).

Tabla N°1. Resultado de compresión de la caña de azúcar



Fuente: Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley, 2013

Según (Hisyamudin, Nik.2013), el resultado determinó que la caña de azúcar puede soportar 1600N de compresión de 2,5 mm con un diámetro de 47 mm de la muestra. También en otro tipo de ensayo se realizó el experimento de la resistencia de cizallamiento de la corteza de la caña de azúcar y se obtuvo el siguiente resultado (tabla N° 2).

Tabla N°2. Resistencia al cizallamiento de la corteza de caña de azúcar

Contenido de humedad (wb)	resistencia al cizallamiento (MPa)	La energía específica de corte (mJ mm ²)
46%	2.988	92,112
54%	3.104	95.651
62%	3,318	102.32
70%	3.487	107.556
78%	3.482	107.477

Fuente: Hashjin Tavakoli, Irán ,2012.

La corteza es un residuo resultante del proceso del pelado de la caña de azúcar para la venta de trocitos de caña o guarapo. El bagazo contiene agua en un rango de 45% a 57%, fibra entre el 39% y el 53% y contenido de sólidos disueltos entre un 2% y 6% (Gramíneas y propiedades, 2013). La composición del bagazo verde se encuentra en la (Tabla N° 3)

Tabla N°3. Propiedades mecánicas del bagazo de caña de azúcar

Propiedades mecánicas del bagazo de caña de azúcar	10% wt humedad	20% wt humedad	30% wt humedad
Módulo de elasticidad Gpa (zona transversal)	16,9	20,98	25,06
Módulo de elasticidad Gpa (Zona longitudinal)	18,94	23,02	27,1
Módulo de corte Gpa (Zona transversal)	7,35	9,1	10,9
Módulo de corte Gpa (Zona longitudinal)	8,2	10	11,8
Resistencia ultima Mpa		196	
Razón de Poisson		0,15	
permeabilidad $um/Pa\ seg$		17,2	

Fuente: Robert O. Kuehl, 2011.

Dentro de las propiedades del bagazo la más importante es la humedad, ya que de ella depende la utilización del gabazo como combustible sólido y dependiendo de la industria la cantidad de agua contenida varía en la industria azucarera el porcentaje de humedad oscila entre 42% y 48%, mientras que para la industria panelera el bagazo contiene una humedad entre el 50% y el 60% (Gramíneas y propiedades,

1.3.4. Tipos de Caña de Azúcar

Caña veteada: Pertenece al grupo *Saccharum Versicolor*, son muy resistentes al efecto del frío y alcanzan una altura de tres metros (Figura N°7). Tiene un aspecto rayado de amarillo y rojo violeta que lo hace ver agradable (Plaza.C, 2009)



Figura N°7. Caña veteada.
Fuente: Cristian Plaza ,2009.

Caña Violeta o *Saccharum Violaceum*: sus tallos son de color violeta y sus hojas ofrecen un color verde intenso, tienen una gran resistencia a la baja temperatura en comparación a otras cañas (figura N° 8). También cuenta con una desventaja esta caña de azúcar que es cercase rápidamente y de ser menos jugosa (Plaza.C, 2009)



Figura N°8. Cristian Plaza ,2009.
Fuente: Cristian Plaza ,2009.

Caña Cristalina: Tiene mayor resistencia es más robusta y también son más duras, lo que hace que el trapiche realice mayor gasto de energía. Sus hojas son de color

verde más oscuros que el de otras variedades y llevan el nombre de cristalina (figura N° 9) por el aspecto de su tallo que emite brillantes reflejos (Plaza.C, 2009).



*Figura N° 9.*Caña Cristalina.
Fuente: Cristian Plaza ,2009.

Caña Criolla: Es la más jugosa y es la que contiene mayor riqueza en sacarosa, está dotada de gran vitalidad y llegan alcanzar tres metros y medio de altura (Figura N° 10) Son muy sensibles a los extremos del calor y al frío (Tipos de caña de azúcar, 2009).



Figura N°10. Caña Criolla.
Fuente: Cristian Plaza ,2009.

1.3.5. Máquina de pelado de la caña de azúcar

La máquina peladora de corteza de caña de azúcar está compuesto por un conjunto de mecanismos sincronizados entre sí (Figura N° 11). Con la finalidad de arrancar la corteza de la caña agilizando el proceso de corte, así como el esfuerzo que implica, reduciendo la mano de obra e incrementar el margen de ganancia para las empresas

Cuando gira el motor, transmite el movimiento por medio de fajas al tornillo girando al sistema de cuchillas, la caña de azúcar pasa a través del eje hueco giratorio, haciendo contacto con las cuchillas permitiendo el corte de la corteza de la caña luego es empujada por medio de rodillos giratorios hacia el exterior.



*Figura N°11.*Máquina peladora de cañas.
Fuente: Zhejiang, China ,2017.

1.3.6. Tipos de peladoras de corteza de caña de azúcar

A. Peladora Peeler Mini para el pelado de la caña de Azúcar

Este mecanismo está compuesto por unos cuchillos de acero inoxidable en forma de media luna (Figura N°12). Con diámetro máximo de corte de 80 mm y un diámetro mínimo de corte de 20mm con un peso de 1. 6kg.El método para arrancar la corteza de la caña de azúcar consiste en estirar o empujar a la caña contra las cuchillas constantemente asta arrancarla (Ebay, 2016).



*Figura N°12.*Pelador peeler mini para caña de azúcar.
Fuente: Productos Zhe Jiangzhongxin, China (Mainland), 2015

B. Sistema de cuchillas cóncavas para el pelado de caña de azúcar

Las cuchillas cóncavas articuladas entre si (España-Gerona Patente n° 340922, 2003) inciden en la corteza por la fuerza ejercida mediante muelles perpendiculares a la dirección de la caña, al pasar la caña son empujadas y jaladas por unos discos por fricción (Figura N°13).

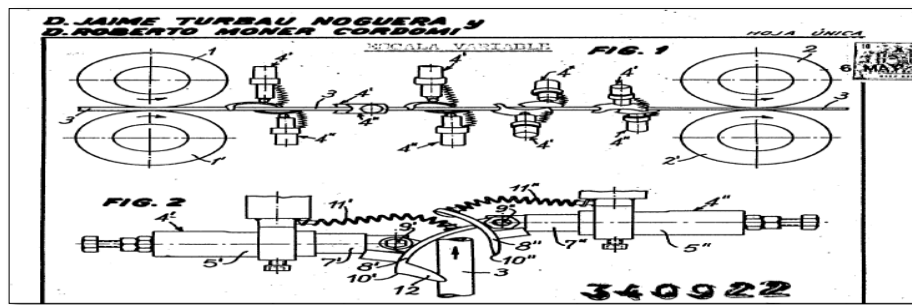


Figura N°13. Máquina peladora de cañas.

Fuente: Productos Jaime Turbau, España (Gerona), 2003.

C. Sistema de pelado de caña de azúcar basado en disco de púa

El sistema consiste en discos de púas accionados por motores eléctricos cuyo funcionamiento es mediante la abrasión de la corteza de las cañas de azúcar a una velocidad constante, permitiendo el desprendimiento de la corteza (figura N°14).



Figura N°14. Sistema de pelado de cañas basado en discos de abrasión.

Fuente: Productos Manuel Carvajal, España (Barcelona), 2014).

D. Peladora de caña de azúcar basada en controlador de movimiento

Este tipo de pelado de caña de azúcar tiene un conmutador fotoeléctrico que envía la señal al servo motor que impulsará la rueda de goma para conducir la caña de azúcar.

Para el corte la fotocélula detecta que la caña de azúcar está llegando envía una señal al sistema, el servo motor inicia la alimentación girando la rueda de goma y las unidades de la caña de azúcar pasan adelante generando el sistema de cuchillas el corte en diferentes posiciones de la caña de azúcar, a su vez, la cáscara de la caña de azúcar cae a la caja de almacenamiento. Después la fotocélula detecta que la

caña de azúcar está cerca de la rueda de goma de descarga, envía una señal al sistema, descargando servomotor comienza girar la rueda de goma de descarga y la caña de azúcar impulsa hacia adelante hasta que la caña de azúcar sale de la máquina (Figura N°15).

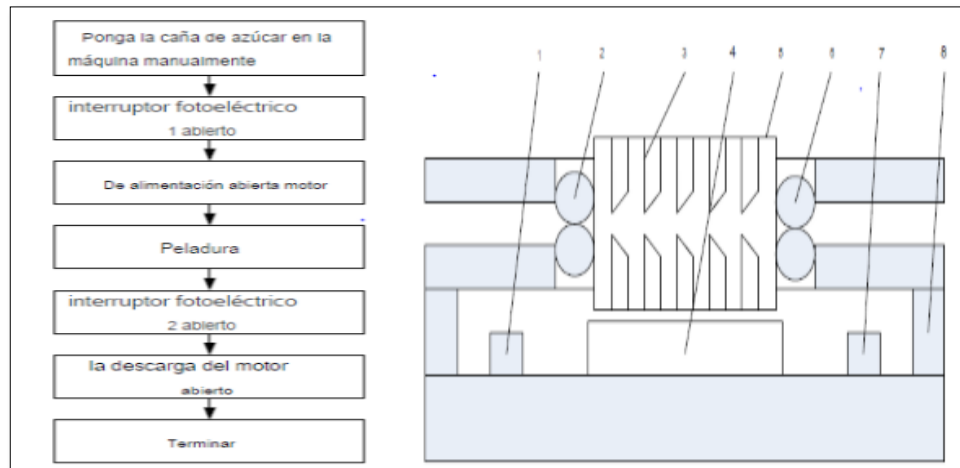


Figura N°15. Máquina peladora de caña de azúcar en base a control de movimiento.

Fuente: Productos Tong Liao, China, 2016.

1.3.7. Partes de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar

La máquina peladora de corteza de caña de azúcar está conformado de las siguientes partes principales (figura N° 16)

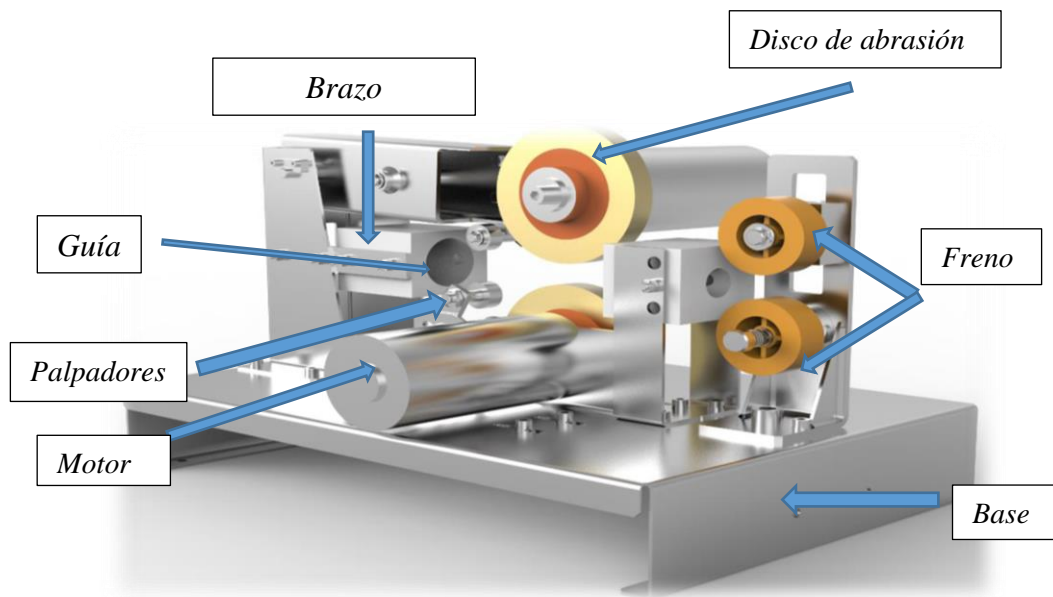


Figura N°16. Diseño de un pelador de caña.

Fuente: Productos Manuel Carbajal, España (Barcelona).

Motor: Es el equipo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica a través de un eje de movimiento y así realizar el proceso del pelado de caña de azúcar.

Brazo basculante: Está formado por un perfil cuyos extremos están unidos a la columna mediante una articulación por un lado y por el otro lado a un motor junto al disco de corte superior.

Base: Parte de la estructura donde se fijará los componentes principales tales como el sistema de guía de la caña, la columna y los palpadores.

Guía: Están sujetas a la estructura en esta parte es donde se deslizarán las cañas y servirá como orientación horizontal, evitando un desvío antes que entre al disco de abrasión.

Disco de abrasión: Es el que realiza el corte de la corteza de la caña de azúcar mediante el movimiento mecánico accionado por el motor eléctrico.

Palpadores: Regula la posición y la altura de la rueda en la que se apoyara la caña antes de pasar a la zona de abrasión. Por lo tanto, la altura me determinara la profundidad de corte del pelado de la caña.

Freno: Este mecanismo me permite frenar la caña cuya rotación es frenada por presión ejercida por un muelle y otra de eje móvil. También me permite regular su rotación

1.3.8. Principio de funcionamiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar

Cuando se pone en marcha el motor la caña de azúcar pasa a través de los rodillos de arrastre (sistema de arrastre) a una velocidad determinada entrando en contacto con el conjunto de cuchillas de corte alojadas en el eje hueco giratorio, permitiendo el pelado de la caña de azúcar donde parte de la viruta de corteza cae por gravedad a una bolsa recolectora en el trayecto de empuje .La caña pelada es recepcionada por unos rodillos de goma que tienen como función expulsar la caña de azúcar , a continuación se presenta el principio de funcionamiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar.



Figura N°17. Máquina de pelar caña de azúcar tipo comercial
Máquina de pelar caña de azúcar tipo comercial.

Fuente: Productos Zhengzhou well, China (Mainland), 2015.

1.3.9. Diseño de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar

1.3.9.1. Cálculo para el diseño del eje porta cuchillas

- ✓ Cálculo de la masa del tambor porta cuchillas giratorio

Ecuación N °1: Masa del tambor

$$m = \rho * V$$

Dónde:

m : masa del tambor (Kg)

ρ : Densidad del material $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

v : Volumen del tambor (m^3)

- ✓ Cálculo del volumen del tambor porta cuchillas giratorio

Ecuación N°2: Volumen del tambor porta cuchilla giratoria

$$v = l * A = l * \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)$$

Dónde:

v : Volumen del tambor (m^3)

A : Area (m^2)

l : Longitud (m)

D : *Diametro mayor(m)*

d : *diametro menor(m)*

El peso del tambor viene dado por:

Ecuación N°3: Peso del tambor

$$w = m * g$$

Dónde:

w : *Peso del tambor(N)*

m : *Masa(kg)*

g : *Aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)*

✓ **Cálculo de la potencia requerida por la máquina**

La fuerza (F) requerida para pelar la caña de azúcar por el tambor se determina por la siguiente formula.

Ecuación N°4: Fuerza del tambor

$$F=m*a$$

Dónde:

F : *Furza del tambor(N)*

m : *Masa del tambor(kg)*

a : *Aceleración(m/s^2)*

De la ecuación del movimiento:

Ecuación N° 5: Velocidad final

$$v = v_0 + a * t$$

Ecuación N° 6: Aceleración

$$a = \frac{v - v_0}{t}$$

Dónde:

v : velocidad final $\left(\frac{m}{s}\right)$

v_0 : velocidad inicial $\left(\frac{m}{s}\right)$

a : Aceleración $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

t : Tiempo(s)

Dado que el tambor gira a una velocidad constante promedio en el momento en que comienza el pelado, la velocidad inicial es cero. Por lo tanto, la ecuación (6) se reduce a:

Ecuación N°7: Aceleración del tambor

$$a = \frac{v}{t}$$

Dónde:

a : Acelaración del tambor $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

v : Velocidad final $\left(\frac{m}{s}\right)$

t : Tiempo(s)

Sustituyendo

$$F = \frac{mv}{t}$$

Donde:

a : Acelaración del tambor $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

m : Masa del tambor (Kg)

t : Tiempo(s)

v : Velocidad final $\left(\frac{m}{s}\right)$

Sabemos que la velocidad, en términos de velocidad angular, N viene dada por:

Ecuación N°8: Numero de revoluciones

$$N = \frac{60 * v}{2 * \pi * r}$$

Dónde:

N : Número de revoluciones por minuto(RPM)

r : Radio del tambor de pelado(m)

v : Velocidad final $\left(\frac{m}{s}\right)$

Por lo tanto, la ecuación Se convierte

$$F = \frac{m * 2 * \pi * r * N}{60 t}$$

Durante un segundo, la fuerza se convierte

Ecuación N°9: Fuerza del tambor en función alas rpm

$$F = \frac{m * 2 * \pi * r * N}{60}$$

Dónde:

F : Fuerza del tambor (N)

r : Radio del tambor de pelado(m)

m : Masa del tambor (Kg)

N : Número de revoluciones por minuto(RPM)

Esta es la carga por segundo en el tambor de pelar, cuando el pelado está en proceso el par torsor (T) viene dado por la siguiente formula.

$$T = Fr$$

Dónde:

T : Torque del tambor(Nm)

F : Fuerza del tambor(N)

r : Radio del tambor(m)

Sustituyendo la ecuación

Ecuación N°10: Torque del tambor

$$T = \frac{2 * \pi * r * 2 * m * N}{60}$$

La potencia (P) requerida para impulsar este par está dada por:

$$P = T\omega$$

Dónde:

P : Potencia(Kw)

T : Torque(Fd)

ω :Velocidad angular (Rad)

Donde la velocidad angular (ω) viene dada por:

$$\omega = 2 * \pi * N * 60$$

Por lo tanto, la ecuación (12) se convierte

$$P = \frac{T * 2 * \pi * N}{60}$$

Sustituyendo la ecuación obtenemos lo siguiente:

Ecuación N°11: Potencia requerida para impulsar el tambor

$$P = m \left(\frac{2 * \pi * N}{60} \right)^2$$

Diseño del rodamiento principal

En base a la necesidad se calcula el diámetro interior de la carrera

Ecuación N° 12: Diámetro interior del recorrido de la caña

$$D_{int} = D_{ca} + a + H$$

Dónde:

D_{int} : *Diámetro interior (mm)*

D_{ca} : *Diámetro de la caña(mm)*

a : Ancho de la cuchilla (mm)

H : Altura de resorte (mm)

El diámetro de las carreras exteriores calculamos con la siguiente fórmula

Ecuación N°13: Diámetro de las carreras exteriores de la caña

$$D_{ce} = S_{ca} + a + H + D_{tub} + D_b$$

Dónde:

D_{ce} : *Diámetro de las carreras exteriores (mm)*

D_{ca} : *Diámetro de la caña(mm)*

a : Ancho de la cuchilla (mm)

H : Altura de resorte (mm)

D_b : *Diámetro de la bola (mm)*

D_{tub} : *Diámetro de la tubería (mm)*

1.3.10. Normativa

Las normas directamente relacionadas con el diseño de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar son:

Tolerancias y ajustes de los rodamientos

Para la precisión dimensional, ISO prescribe tolerancias y límites de errores permisibles para las dimensiones principales (diámetros interior y exterior, anchos y rebordes redondeados), necesarias para el montaje de rodamientos sobre árboles y

alojamientos de soportes de la Norma UNE18.031 (ISO 492) tolerancias para rodamientos radiales.

Norma ISO 12100

Ofrece a los diseñadores una vista general completa de la fabricación de máquinas que son seguras para su uso previsto. El concepto de la seguridad de máquinas contempla la aptitud de una máquina para ejecutar las funciones previstas en el curso de su vida útil, habiéndose reducido adecuadamente el riesgo. La primera parte de la norma ISO 12100 tiene por objeto describir los peligros básicos y facilitar al diseñador la identificación de peligros relevantes y significativos.

Norma ISO 7919.

Esta norma cumple los requerimientos del nivel de vibración para máquinas con ejes rotativos, reúne la calidad apropiada con respecto a la vibración y el balance de la máquina para aquellas que fabrica, especifican y usan y mantienen la máquina

Norma ANSI / AMCA Standard

Esta norma reúne los requerimientos con respecto a vibraciones para máquinas definiendo los niveles de vibración.

ASTM A242/A242M – 13

Esta especificación trata sobre perfiles, placas y barras de acero estructural de alta resistencia y baja aleación para construcción electro soldada. Cumpliendo con la resistencia a la corrosión atmosférica del acero, este acero puede ser usado desnudo (sin pintar) para muchas aplicaciones. Esta especificación se limita al material hasta 4 in. [100 mm] de espesor.

ASTM A307 - 07b

Especificación normalizada para tornillos esta norma es de utilidad con respecto a los requisitos químicos y mecánicos de tres grados de tornillos y pernos de acero al carbono en tamaños de 1/4 in. a 4 in ya que cuyos sujetadores están designados por “Grado” que indica la resistencia a la tracción y el uso proyectado

Norma para metales de aportación y fundentes para soldadura

H-86 (AWS A5.5) electrodos de acero de baja aleación, recubiertos, para soldadura por arco eléctrico.

Directiva 2002/72/CE relativa a los materiales y objetos plásticos destinados a entrar en contacto con productos alimenticios

Esta directiva es de utilidad para todos aquellos componentes de la máquina que entren en contacto con alimentos comestibles limitando su diseño y su fabricación en función de su peligro con la finalidad de reducir el riesgo de accidentes por fallo mecánico

1.3.11. Estado de arte

Peladora de corteza de caña de azúcar

Los últimos estudios referentes a la máquina peladora de corteza de caña de azúcar se resumen a continuación (figura N° 2): La máquina peladora de cañas pertenece a Zhejiang, China (Mainland) considerada una máquina innovadora de gran utilidad lanzada al mercado como una alternativa para incrementar la productividad en el pelado de la caña de azúcar (**Productos chinos .2016**)

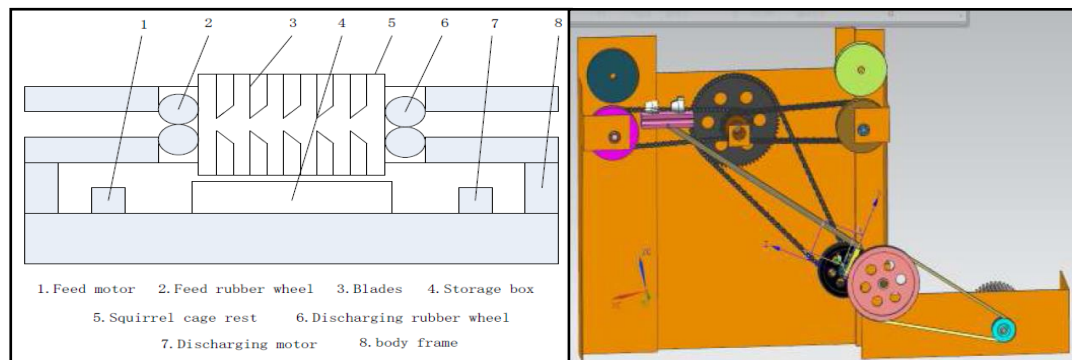


Figura N°4. Máquina peladora de caña de azúcar en base a un control de movimiento automático.

Fuente: Productos Henan, China (Mainland).

Con el fin de procesar mejor la caña de azúcar debe ser pelada, en este estudio fue diseñada una máquina de pelar la corteza de la caña de azúcar automática en base a un control de movimiento automatizado, que se compone principalmente de una parte de alimentación y parte de corte (figura N°3). Parte de alimentación se compone principalmente de servo motor, rueda de caucho y mecanismo de accionamiento, la caña de azúcar se peló por ocho cuchillas de corte a lo largo de la dirección circunferencial, la sección de la caña de azúcar fue octagonal después del corte , donde el controlador de movimiento sirve como núcleo de control y el interruptor

fotoeléctrico sirve como elemento de detección (18 de diciembre ,2014) comparado con el diseño de otra máquina peladora de caña que está compuesta principalmente por un motor, rueda de ranura de alimentación, mecanismo de corte , biela-manivela y engranaje de reducción. El funcionamiento parte de un deslizador que se mueve sobre un carril acoplado a unas cuchillas logrando el pelado de la caña de azúcar (Xinfeng.Ge, 2015).



*Figura N°5.*Máquina peladora de caña de azúcar automática en base a un control de movimiento vs. Máquina peladora de caña de azúcar usando un mecanismo biela manivela.

Fuente: Productos Tong Liao, China, 2015.

Comparación de dos máquinas peladoras de caña de azúcar (India vs Malasia)

Se diseñó una máquina de pelar caña de azúcar con tecnología Warananagar que consiste en un eje hueco giratorio accionado por un motor, cuchillas , cepillos, y lo retira por medio de rodillos (Figura N° 4) .Cuando la caña de azúcar pasa a través del eje hueco giratorio entra primero en contacto con los cepillos eliminando el carbono negro presente en la caña luego entra en contacto con el conjunto de hojas , pelando la corteza de la caña de azúcar , cuando el diámetro de la caña de azúcar varía, los diámetros entre cuchillas también varían debido a los muelles. La máquina fue fabricada usando los materiales y técnicas primas disponibles de pelado y fue probada funcionando con una eficiencia de 59,66% (Talaskar.s, 2013). Comparando con otra máquina peladora de caña de azúcar hacen pruebas a la caña con el fin de estudiar el límite de compresión y tracción de la caña de azúcar usando una máquina de ensayo cuyos resultados sirven para la determinación de la rigidez de resorte teniendo en cuenta hacer la correcta selección de la rigidez del resorte ya que dependerá de ello la velocidad y el mejor resultado producto (Akande.FB, 2017)

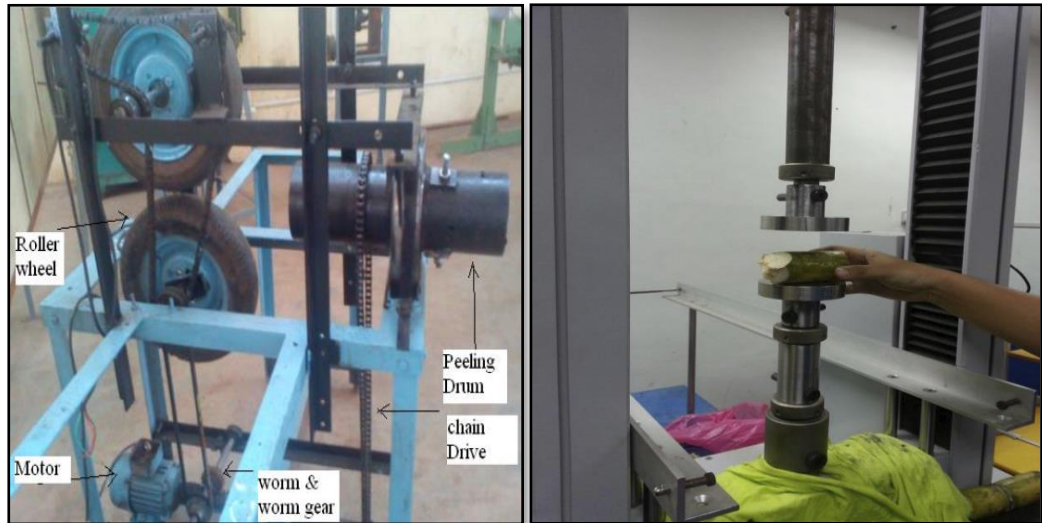


Figura N°6. Máquina de pelar caña de azúcar con tecnología Warananagar.
Fuente: Productos Warananagar, India, 2013.

1.3.12. Definición de términos

Motor eléctrico

Es un dispositivo que convierte la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Son máquinas eléctricas rotatorias compuestas por un estator y un rotor. Eléctrico monofásico.

Chumacera

Es una combinación de un rodamiento radial de bolas, sello, y un alojamiento de hierro colado de alto grado o de acero prensado, suministrado de varias formas. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas, para que la unidad sea alineable.

Cuchilla

La cuchilla es la parte de una herramienta o maquinaria que tiene un extremo afilado o filo. Suelen ser de metal y sirven para cortar o rebanar los diferentes materiales con los que se esté trabajando.

Correa de transmisión

Es un tipo de transmisión mecánica basado en la unión de dos o más ruedas, sujetas a un movimiento de rotación, por medio de una cinta o correa continua, la cual abraza a

las ruedas ejerciendo fuerza de fricción suministrándoles energía desde la rueda motriz.

Eje de transmisión

Un eje es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje.

Engranajes

Es un mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica de un componente a otro están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y la menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante el contacto de ruedas dentadas

Poleas

Las poleas son discos con una parte acanalada o garganta por la que pasa un cable, correa o cadena que giran alrededor de un eje central.

Chaveta

La chaveta o cuña de forma prismática o semicilíndrica es un elemento interpuesto entre un árbol de transmisión y una pieza montada sobre él para evitar el giro relativo entre ambos alrededores del eje de giro.

Par de torsión

El par motor es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia es decir la tendencia de una fuerza para girar un objeto alrededor de un eje.

Contactador

Es un componente electromecánico que tiene por objetivo establecer o interrumpir el paso de la corriente

Rodillo

Permite suprimir la fricción que existe entre un objeto y la superficie sobre la que se mueve, al convertir el desplazamiento por deslizamiento por rodadura.

Cojinete

Pieza o conjunto de piezas de metal en que cualquier eje de maquinaria se apoya y gira.

Resortes

Son componentes mecánicos que se caracterizan por absorber deformaciones considerables bajo la acción de una fuerza exterior, volviendo a recuperar su forma inicial cuando cesa la acción de la misma, es decir, presentan una gran elasticidad.

Acoplamiento

Acoplamiento es el acto de unir o acoplar dos o más elementos entre dos ejes en sus extremos para transmitir potencia.

1.4. Formulación de problema

¿Cuáles serán las especificaciones técnicas y geométricas de una máquina cortadora de corteza de caña de azúcar con capacidad de 200 kg /h, para la distribuidora Burgos en la provincia de Chiclayo – Lambayeque?

1.5. Justificación e importancia de estudio

1.5.1. Justificación técnica.

Este informe de investigación representa uno de los primeros intentos de diseñar una máquina peladora de cañas semiautomática en el ámbito nacional. En el futuro este trabajo servirá como guía para los investigadores y tecnólogos.

1.5.2. Justificación económica.

Con la máquina peladora de caña se logrará incrementar la capacidad de producción y ahorros por la disminución de personal. El costo de mantenimiento de esta máquina es muy bajo al tener pocas partes móviles logrando ser una solución rentable para las empresas y personas que se dediquen a esta actividad

1.5.2. Justificación social.

Este informe de investigación será de beneficio para la población Lambayecana que tenga deseo de abrir un negocio propio en base a la venta de jugo de la caña

y trocitos de caña de azúcar, ya que esta máquina reducirá sus costos de producción y entregara un producto de calidad.

1.6. Hipótesis

No se aplica en este tipo de investigación

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo general

Diseñar una máquina peladora de caña de azúcar con capacidad de 200 kg /h, para incrementar el margen de ganancias de la distribuidora Burgos- Lambayeque.

1.7.2. Objetivo específico

- Identificar las necesidades de la distribuidora Burgos mediante entrevistas para experimentar términos de ingeniería.
- Seleccionar alternativas de diseño capaces de solucionar el problema mediante una matriz de selección.
- Dimensionar los componentes de la máquina.
- Seleccionar los componentes estándares de la máquina.
- Analizar utilizando software (FEA) los componentes críticos de la máquina.
- Realizar análisis económico a través del VAN y TIR.

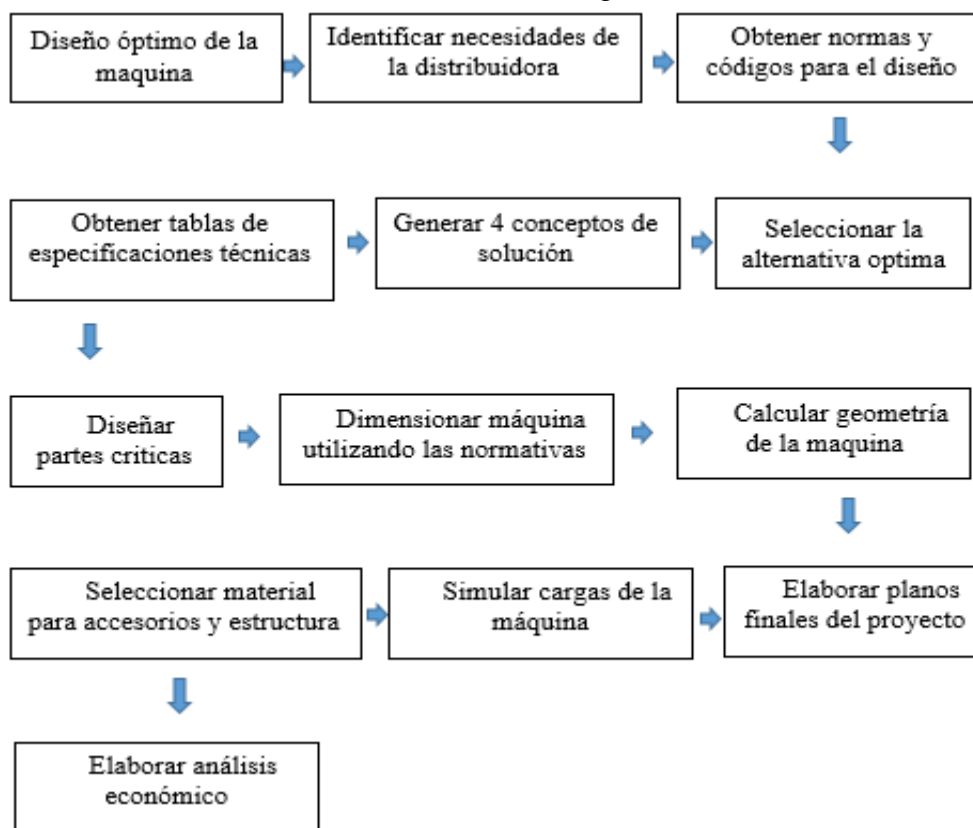
MATERIALES Y MÉTODOS

II. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Tipos y diseño de investigación:

Se muestra el procedimiento para el diseño de nuestro proyecto de investigación

Tabla N°4.Procedimiento de diseño de investigación



Fuente: Propio, 2018.

2.2. Población y muestra

No se aplica en este tipo de investigación.

2.3. Variables y operacionalización

Esta investigación cuasi – experimental se limita en cuatro variables principales: variables de diseño, variables de solución, variables intervinientes y parámetros de definición del problema, dichas variables describen el funcionamiento total del trabajo de la máquina.

Los sistemas principales de la maquina peladora de corteza de caña de azúcar son los siguientes: sistema de cuchillas, sistema de transmisión donde parte de ellas serán diseñadas por considerarse partes críticas tales como el eje de transmisión y las cuchillas cortadoras.

2.3.1. Variables independientes para el diseño del eje porta cuchillas

Fuerza sobre el eje (N)

Torque sobre el eje (Nm)

Diámetro del eje (m)

2.3.2. Variables dependientes para el diseño del eje porta cuchillas

Factor de seguridad global de esfuerzo fsd(adim))

Factor de seguridad global por deformación fsd(adim)

2.3.3. Variables independientes para el diseño de cuchillas

Espesor (mm)

Diámetro (mm)

2.3.4. Variables dependientes para el diseño de cuchillas

Esfuerzo de von mises (Mpa)

Factor de seguridad (adim)

Deformación máxima (mm)

En las figuras N° 21 Y N° 22 se expresan las cajas negras con respecto al eje de transmisión y el diseño de la herramienta en el cual se diseñarán considerándose partes críticas de la maquina peladora de corteza de caña de azúcar.

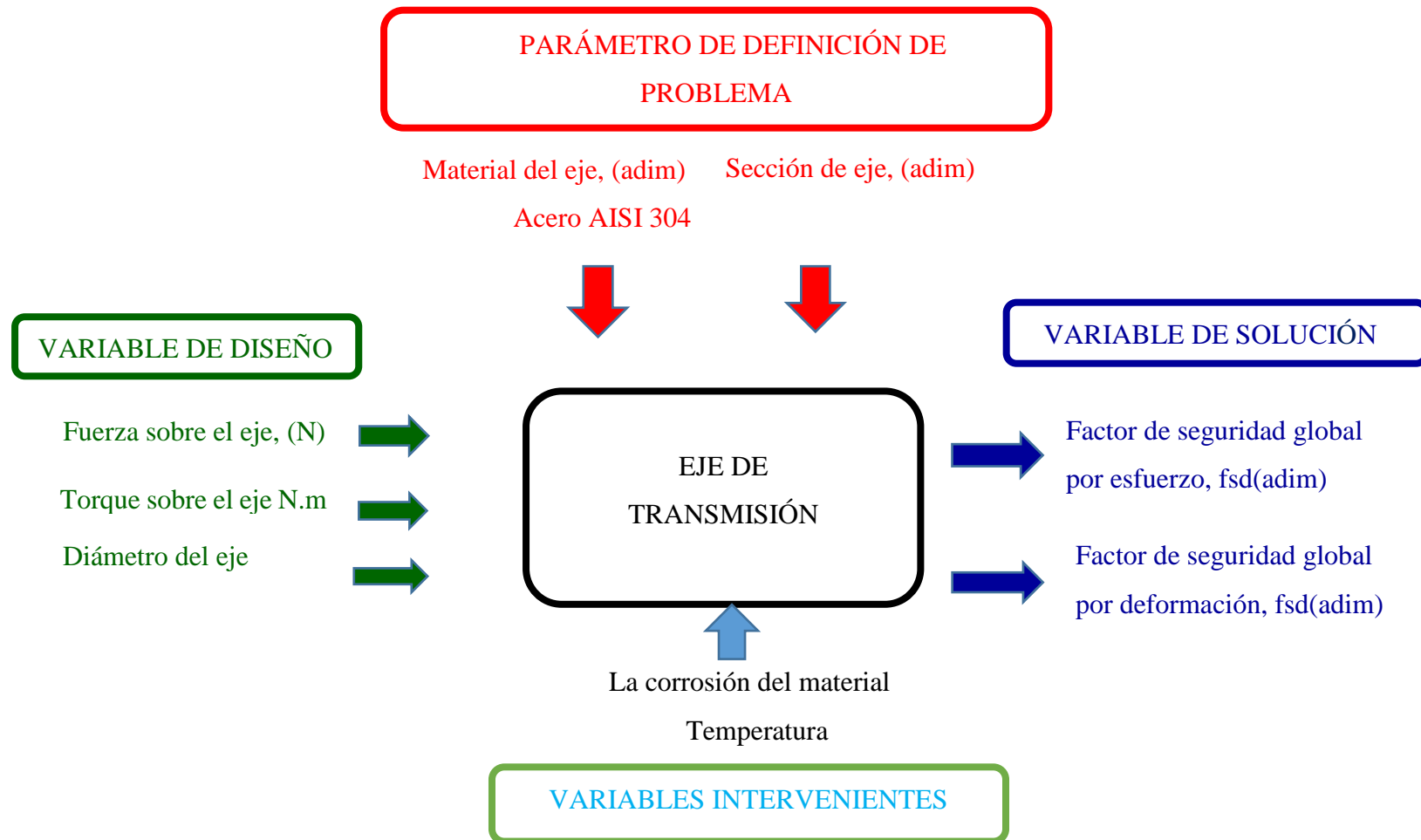


Figura N° 21. Diagrama de la caja negra del eje de transmisión de la maquina peladora de Corteza de caña de azúcar.
Fuente: Propio, 2018.

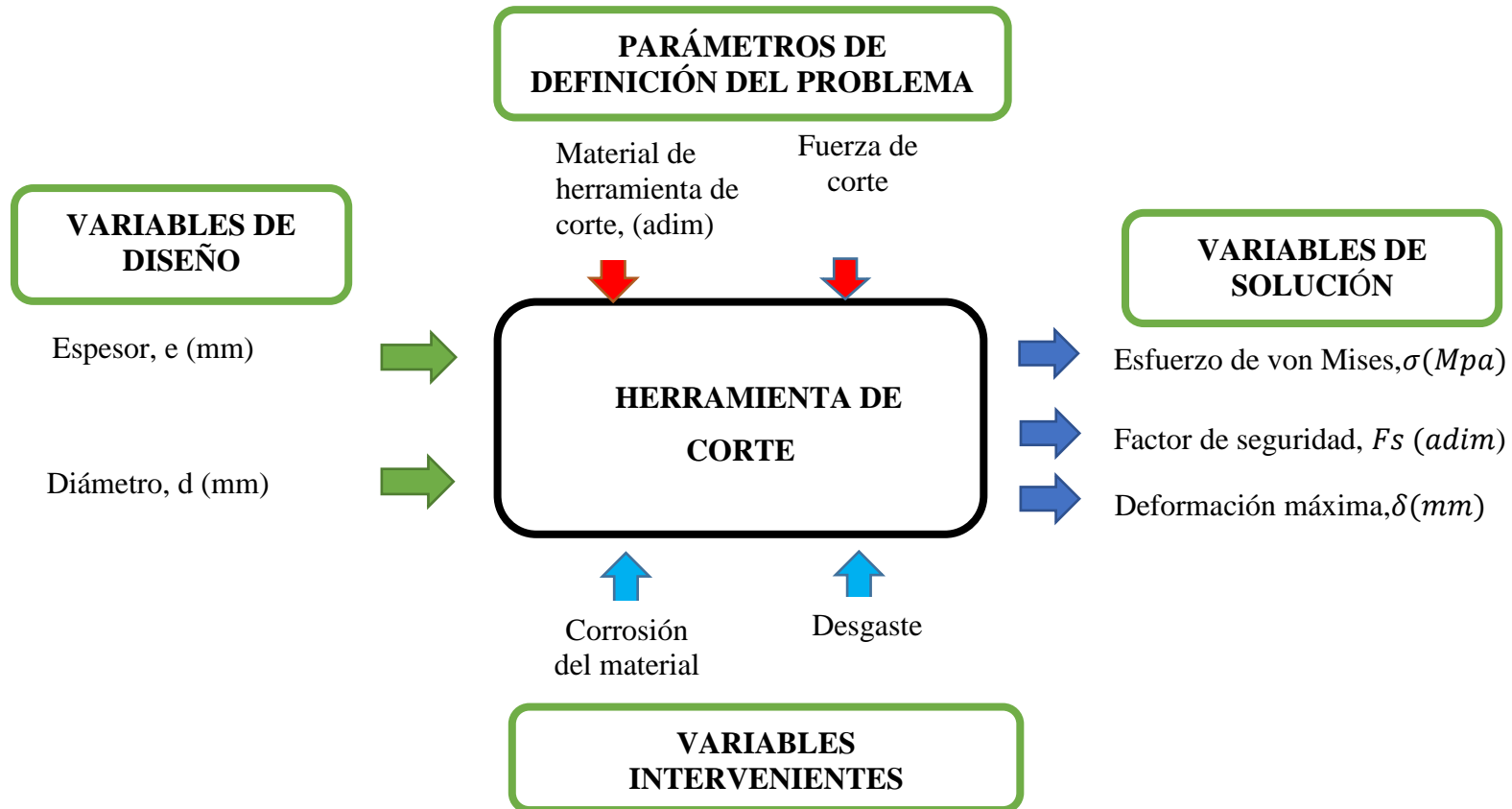


Figura N° 22. Diagrama de la caja negra de la cortadora de caña de azúcar.
Fuente: Propia ,2018.

2.3.5. Operacionalización de variables

Se describe a continuación paso a paso las variables independientes y dependientes con su respectiva definición científica y operacional.

Tabla N°5. Operacionalización de variables para el diseño de eje de transmisión

	VARIABLES	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
VARIABLES DE DISEÑO	Fuerza sobre el eje	Magnitud física que se manifiesta de manera lineal y representa la intensidad de intercambio entre dos partículas	Fuerza sometida al eje	$Kg . m/s^2$	Razón
	Torque sobre el eje	Es una magnitud física que mide el efecto de rotación producido al aplicar una fuerza sobre un cuerpo rígido	Producto de la fuerza distancia del eje al rotar	Nm	Razón
	Diámetro	Segmento de recta que pasa por el centro y une dos puntos opuestos de una circunferencia	Diámetro del eje a diseñar	m	Razón
VARIABLES DE SOLUCIÓN	Factor de seguridad global del esfuerzo	Evitar una falla estructural, las cargas a soportar deben ser mayores que las cargas a las que se va a someter cuando este en servicio	Que tan resistente es el material ante las cargas	Adimensional	Razón
	factor de seguridad global por deformación	El Factor de Seguridad permite controlar indirectamente las deformaciones, dado que normalmente las relaciones esfuerzo-deformación son directamente proporcionales	Factor de seguridad requerido para el correcto funcionamiento de la máquina	Adimensional	Razón

Fuente: Propio, 2018.

VARIABLES		DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
VARIABLES DE DISEÑO	Espesor	Se denomina espesor al grosor de un elemento o qué tan grueso o abultado es	Espesor de las cuchillas a diseñar	<i>mm</i>	Razón
	Diámetro	El diámetro es el segmento de recta que pasa por el centro y une dos puntos opuestos de una circunferencia	Diámetro del eje a diseñar	m	Razón
VARIABLES DE SOLUCIÓN	Esfuerzo de Von Mises	Es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión	indicador de un buen diseño para materiales dúctiles	$\frac{N}{mm^2}$	Razón
	Factor de seguridad	Evitar una falla estructural, las cargas a soportar deben ser mayores que las cargas a las que se va a someter cuando este en servicio	Que tan resistente es el material ante las cargas	Adimensional	Razón
	Deformación máxima	Este criterio predice el rompimiento del material en algún punto dentro del cuerpo, cuando el esfuerzo principal máximo alcanza algún valor crítico	Deformación máxima del material	mm	Razón

Fuente: Propio, 2018.

2.4. Abordaje Metodológico, técnicas e instrumentos de recolección de información

2.4.1. Técnicas de recolección de datos

Para el propósito de este trabajo de investigación, se emplearon técnicas de recolección de datos, con la finalidad de obtener la información necesaria que me ayude a lograr mis objetivos de la investigación.

Las técnicas que vamos a utilizar son las siguientes:

a. Observación

La observación consiste básicamente en observar, acumular e interpretar acciones, comportamiento hecho de las personas u objetos depende del contexto en que nos encontremos. Esta técnica es muy importante ya que nos permite la recolección de datos para describir, conocer, comparar, corregir errores y registrar datos para la investigación.

Se realizará la visita técnica en la distribuidora “Burgos” la que nos permitirá determinar el problema actual que existe en la empresa, también determinaremos la calidad de vida de los trabajadores y en qué condiciones trabajan, observaremos todos los panoramas posibles a solucionar.

Se llevará a cabo una constante observación a través de visitar periódicas en la distribuidora burgos, donde encontraremos evidencia de necesidad en cuanto a la producción del pelado de corteza de caña de azúcar que realiza el personal. El uso de esta técnica nos ayudara a obtener información necesaria que me permita de manera directa conocer la dificultad que existe en el proceso del pelado de caña que se realiza en la distribuidora “Burgos”.

b. Entrevistas

Esta técnica nos permitirá la obtención de información requerida para la investigación mediante una elaboración de preguntas realizadas por los estudiantes de la universidad señor de Sipán a las personas que trabajan en la distribuidora “Burgos” y también a los comerciantes que se dedican a la venta de cañitas y extracto de jugo de caña.

Se realizará por medio de preguntas sencillas e importantes a los comerciantes y a los trabajadores de la distribuidora burgos que se dedican al pelado de caña de azúcar. De igual manera se realizará las encuestas a los ciudadanos del distrito de José Leonardo Ortiz con la intención de obtener sus opiniones y sugerencias acerca de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar.

c. Información bibliográfica

Para lograr una adecuada información y entendimiento acerca del tema se ejecutará esta técnica y se consultará a las diferentes fuentes bibliográficas. La información que se recopilará para el diseño de la máquina será a través de artículos científicos, tesis, libros, publicaciones extraídas del internet, etc. para así lograr la correcta evaluación del diseño de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar en la distribuidora “Burgos”.

d. Análisis de documentos

Se usará esta técnica para lograr el análisis de documentos (libros, tesis, publicaciones, etc.) de la información adquirida para llegar a entender a cerca del proyecto y tener una correcta evaluación del diseño. También descartar ciertos parámetros innecesarios y sobre todo analizar qué tan factible es la maquina peladora de corteza de caña de azúcar en la región Lambayeque.

2.4.2. Instrumento de recolección de datos

- Celulares
- Laptop
- Instrumento de medición (pie de rey)
- Internet
- Encuestas

a. Guía de observación

La guía de observación se utilizará para documentar información y datos que necesitamos de interés en la distribuidora “Burgos”, tales como acceso a la distribuidora, geografía, condiciones ambientales en las que se trabajan,

demografía, medio de comunicación y la producción del pelado de la caña de azúcar.

b. Cuestionarios

Se realizará cuestionarios para entrevistar al gerente de la distribuidora “Burgos” y evaluar cuantos kilogramos de caña pelan al día y así tener una medición del mercado actual que se está manejando en la región Lambayeque.

c. Guía de anexos

Se realizará a las autoridades de la distribuidora “Burgos” y los comerciantes que se dedican a esta actividad para determinar su grado de satisfacción.

2.4.3. Procedimientos para la recolección de datos

Etapa 1: Elaboración de la entrevista

Se realizará una serie de preguntas al gerente de la distribuidora “Burgos” detallando los datos específico que necesitamos para la futura fabricación del diseño de la maquina peladora de corteza de caña de azúcar.

Etapa 2. Determinación del cronograma de la entrevista

Se establecerá las fechas para la realización de la entrevista al gerente de la distribuidora burgos, los días programados para la entrevista será de 2 días.

Etapa 3. Identificar la muestra, características y extensión

Se identificará la muestra según la producción del pelado de caña de azúcar que realiza cada trabajador en la distribuidora burgos. Para así satisfacer la necesidad con la que cuenta la empresa en el proceso del pelado de caña de azúcar.

Etapa 4. Ejecución de la entrevista

Se procederá a realizar la entrevista al gerente de la distribuidora burgos que es la persona interesada para la realización de la maquina peladora de corteza de caña de azúcar y así satisfacer la necesidad que tiene la empresa.

Etapa 5. Identificación de las necesidades de los comerciantes

Se identificará las necesidades que tienen los comerciantes los cuales se dedican a las ventas de cañitas al paso y al extracto de jugo de caña de azúcar. Para luego aplicar como dato para una futura maquina peladora de corteza de caña de azúcar.

Etapa 6. Evaluación geográfica y ambiental

Se efectuará una visita en la distribuidora burgos, para observar la necesidad que tiene la empresa y proponer soluciones a los problemas que atraviesa la producción y la dificultad que tienen para realizar la actividad que es el pelado de caña de azúcar. También mejor el ambiente y el clima en el que trabajan.

Etapa 7. Evaluación del consumo del jugo de la caña de azúcar a los comerciantes

Se realizará una entrevista sobre el consumo de jugo de caña de azúcar y las ventas de bolsitas de cañas al paso que realiza cada comerciante que se dedica a este tipo de negocio. Con la finalidad de determinar cuánto kilogramo de cañas consumen al día la población y que tan rentable es el negocio.

Etapa 8. Evaluación del tipo de la peladora de caña de azúcar

Se realizará una entrevista sobre el tipo de maquina o herramientas que utiliza la distribuidora burgos para realizar el pelado de la caña de azúcar. Con la finalidad de determinar el gasto económico y la dificultad que tiene para producir.

Etapa 9. Evaluación del consumo del jugo de caña de azúcar

Se realizará una entrevista al gerente de la distribuidora burgos con la finalidad de saber el consumo de la caña de azúcar que se realiza en la región Lambayeque para luego evaluar el diseño de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar y así el empresario tenga su punto de vista

Diagrama de flujo y desarrollo de actividades

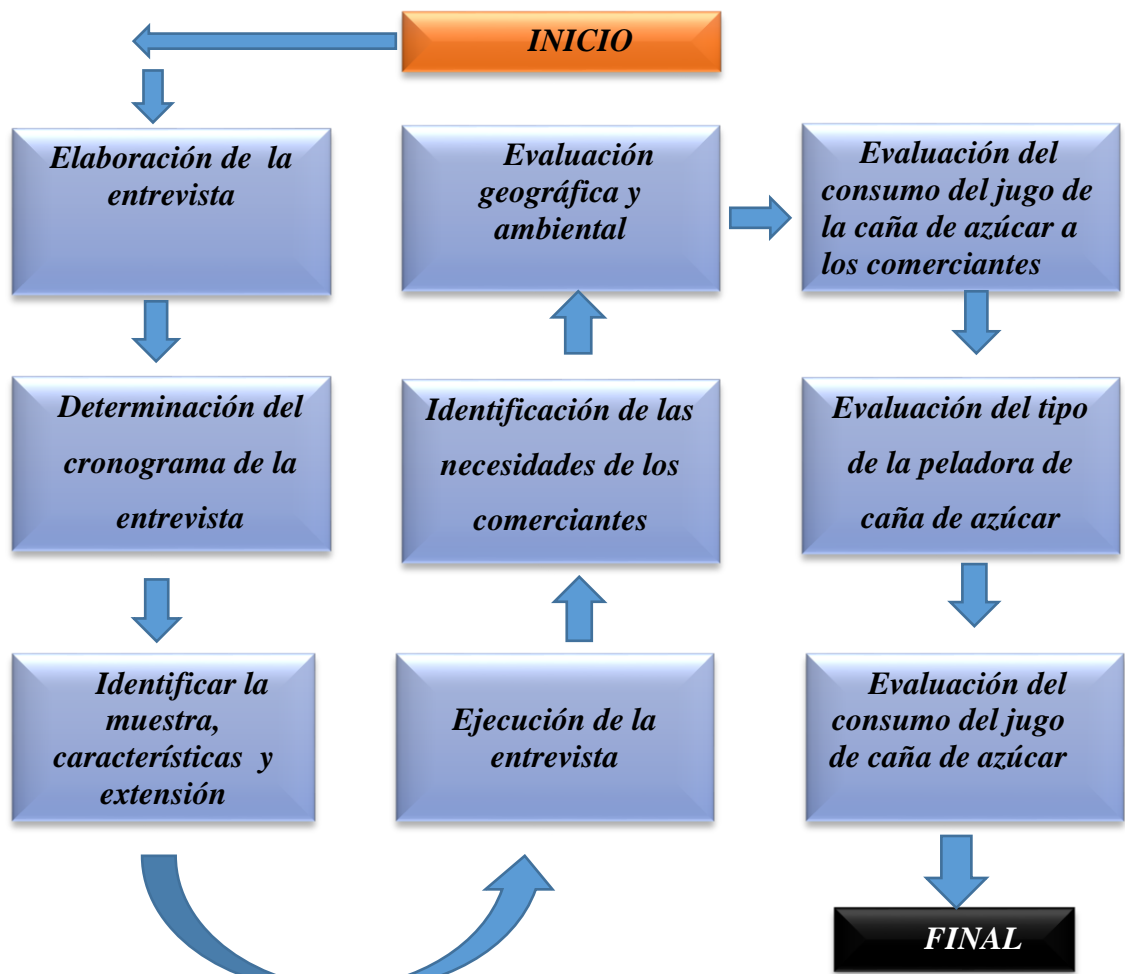


Figura N° 23. Diagrama de flujo y desarrollo de actividades.
Fuente: Propia, 2018.

2.5. Métodos de análisis de datos

Se utiliza el análisis estadístico de los elementos esenciales de la estadística descriptiva, que incluyen tablas de distribución de frecuencia, promedios aritméticos simples y otras estadísticas generales.

La información obtenida de las entrevistas se ordenará en cuadros de dobles entrada que permitan relacionar la respuesta a cada criterio con el nombre del entrevistado con la intención de observar tendencias de la información obtenida.

2.6. Principios de rigor científico

Este proyecto de investigación tendrá en cuenta los principios de fiabilidad, replicabilidad, generalización y validez

Validez:

Es uno de las principales reglas para la realización de nuestro proyecto de investigación. Se tendrá atención de escoger variables relevantes y relacionadas al problema de investigación.

Falibilidad:

Para nuestro proyecto de investigación se realizará la obtención de datos para el buen diseño. Las mediciones cuando se perciban corresponderán a una metodología científica y meticulosa.

Replicabilidad:

Los procedimientos y protocolos estarán orientados a facilitar la repetición de la experiencia con la intención de alentar la contratación de resultados en trabajos de investigaciones a futuro. y que a posteriores estudios no se llegue a contradecir los datos obtenidos con respecto al tema y los datos obtenidos sean legibles

2.7. Aspectos éticos

2.7.1 Principios éticos

Esta tesis estará regida en base a términos éticos por dos documentos fundamentales. Código de ética del Colegio de Ingenieros (CIP, 1999) y el código de Ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS, 2017).

Código de ética del colegio de ingenieros del Perú (CIP)

Este documento (ver anexo No 2) consigna los lineamientos a seguir por parte del ingeniero en su relación con la sociedad, colegas y el público, en el ejercicio de su ocupación, todo esto apuntado en su desarrollo y competencia dentro de la profesión. Es así que en sus artículos primeros se mencionan a continuación.

Art 1 -Los ingenieros están al servicio de la sociedad por lo tanto tienen la obligación de contribuir al bienestar humano, dando importancia primordial a la seguridad y adecuada utilización de los recursos en el desempeño de sus tareas profesionales.

Art 5. Los ingenieros cuidarán que los recursos humanos, económicos, naturales y materiales, sean racional y adecuadamente utilizados, evitando su abuso o despido, respetarán y harán respetar las disposiciones legales que garanticen la presentación del medio ambiente

Art 6. los ingenieros ejecutarán todos los actos inherentes a la profesión de acuerdo a las reglas técnicas y científicas procediendo con diligencia, autorizarán planos, documentos o trabajos solo cuando tengan la convicción de que son idóneos y seguros, de acuerdo a las normas de ingeniería.

Código de Ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán

Esto da paso a delimitar la ética y su aplicación en el quehacer de investigación universitaria. En ese contenido presente los deberes y principios éticos, las políticas anti plagio, los procedimientos de sanción y el consentimiento para uso de datos. En las siguientes páginas va expresado los artículos.

Art 1º. El Código de Ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS), tiene como finalidad proteger los derechos, la vida, la salud, la intimidad, la dignidad

y el bienestar de la(s) persona(s) que participan en una actividad de investigación Científica, Tecnológica e innovación, ciñéndose a los principios éticos acogidos por la normativa nacional e internacional, y los acuerdos suscritos por nuestro país en la materia.

Art 23°. El derecho de acceso es la potestad del titular de datos personales de obtener la información que sobre sí mismo sea objeto de tratamiento en bancos de datos de la USS, la forma en que sus datos fueron recopilados, las razones que motivaron su recopilación y a solicitud de quién se realizó la recopilación, así como las transferencias realizadas o que se prevé hacer con dichos datos. La información podrá ser entregada, a elección del titular de datos personales, por escrito, por medios electrónicos, telefónicos, de imagen u otro idóneo para tal fin.

Art 33°. Instruir a todos los miembros de la comunidad universitaria, en el uso correcto de las fuentes de información, tal como se establecen en las normas internacionales sobre la materia. Incorporar estos conocimientos en los planes de estudio de todos los programas de pregrado y posgrado.

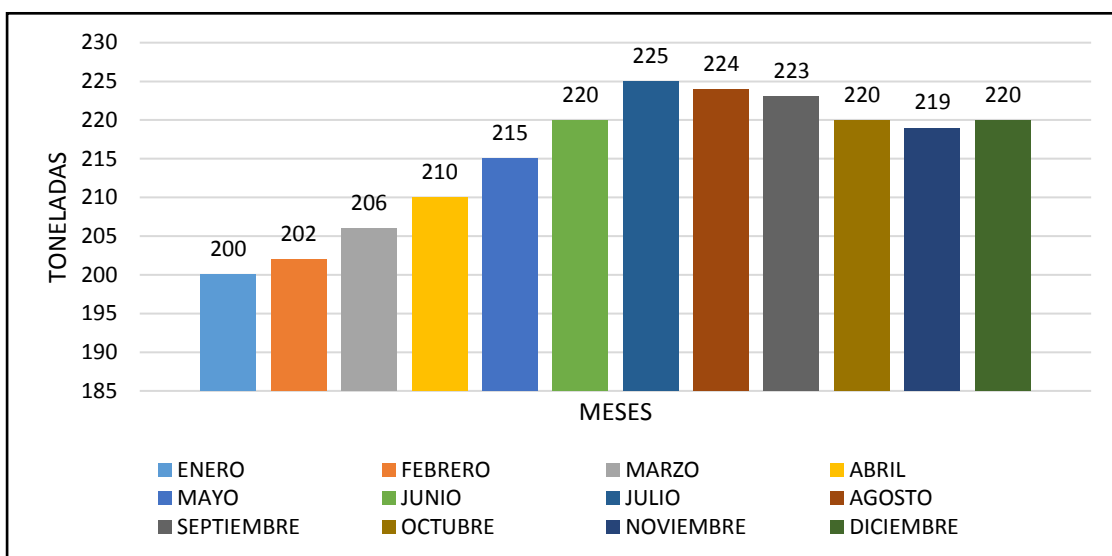
RESULTADOS

III. RESULTADOS

3.1. Necesidades de la distribuidora burgos

Las necesidades de la distribuidora y de los comerciantes se evaluarón mediante la valoración de 5 entrevistas realizadas al personal de la distribuidora (Ver formato vacío en el anexo N° 04). Los resultados obtenidos de las entrevistas aplicadas se detallan en la Tabla N° 10, a continuación, se visualiza la variación de la producción de la distribuidora en el año 2017.

Tabla N°7. Producción de caña de azúcar -2017



Fuente: Propio, 2018.

El resumen de las entrevistas se detalla a continuación (Tabla N° 10)

Tabla N°8.Resumen de los resultados de las entrevistas

PREGUNTAS	Luz Bella Segura Sánchez	Katherine Bustamante Mendoza	Kerly Delgado Fernández	Oscar Ramos Rimarachín	Jeiner Altamirano Tiparra
A. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa diariamente?	700 KG a 800 KG	400 KG a 450 KG	100 KG a 200 KG	300 KG a 400 KG	250 KG a 300 KG
B. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa anualmente?	217 TN	120 TN	31 TN	180 TN	60 TN
C. ¿Abastece la demanda de trocitos de caña de azúcar en Chiclayo?	NO	SI	SI	SI	SI
D. ¿Qué dimensiones desea que tenga la maquina peladora de corteza de caña de azúcar?	700 x 950 x 450	600 x 800 x 500	700 x 900 x 500	700 x 800 x 450	800 x 900 x 500
E. ¿Qué capacidad desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?	180 KG/h	130 KG/h	80KG/h	140KG/h	110KG/h
F. Cómo desea que sea el funcionamiento de la maquina peladora de corteza de la caña de azúcar	Semiautomático	Manual	Automático	manual	Manual
G. ¿La demanda es constante de la caña de azúcar en la ciudad de Chiclayo?	Alto	Variado	Variado	Alto	Variado
H. ¿Para usted cual es más factible utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión interna?	Motor eléctrico	Motor eléctrico	Motor de combustión interna	Motor de combustión interna	Motor de combustión interna
I. ¿En qué tiempo determinado desea recuperar su inversión?	1 año	11 meses	10 meses	11 meses	1 año
J. Tiene alguna proyección de aumento de capacidad de producción a 3 años	200Kg/h	140Kg/h	90Kg/h	160Kg/h	120Kg/h

Fuente: Propio,2018.

3.2. Recomendaciones de diseño pertinentes al diseño de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar

Se realizó la recopilación de recomendaciones de diseño de diversas investigaciones, revistas y artículos relacionadas con el tema de investigación; con el objetivo de obtener una guía para el dimensionamiento de la peladora de caña de azúcar.

Tabla N°9. Recomendaciones de diseño.

ASPECTO	RECOMENDACIONES	FUENTE
Estrategias de diseño	Sistema de cuchillas adaptada al diámetro de la caña de azúcar	Principio de diseño maquina peladora de caña (2013) - Pag .72
	Sistema de arrastre por rodillos	Principio de diseño de maquina peladora de caña de azúcar (2015) - Pag .825
	Transmisión de fuerza por cadena	Principio de diseño de Peladora de caña de azúcar (2016) - Pag 398
Técnicas Principales	Usar un acumulador de residuo pelado	Principio de diseño maquina peladora de caña (2013) -Pag .70
	Usa chapa de acero inoxidable para cubrir estructura	Principio de diseño de un pelador de cañas (2017)- Pag.27
	Sistema de encendido y apagado	Principio de diseño de maquina peladora de caña de azúcar (2015) - Pag .826
	Sistema de arrastre y limpieza de la caña	Principio de diseño maquina peladora de caña (2013)- Pag .70
Como mejorar el sistema de corte	Retorno con resorte	Principio de diseño maquina peladora de caña (2013) -Pag .72
	Material acero inoxidable	Principio de diseño de un pelador de cañas (2017)- Pag.27
	Angulo con respecto a la caña	Principio de diseño de maquina peladora de caña de azúcar (2015)- Pag .824

Fuente: Propia, 2018.

3.3. Definición del problema en términos ingenieriles

Los requerimientos para el diseño de la máquina peladora de corteza de caña fueron expresados en el siguiente cuadro donde se muestran las especificaciones técnicas.





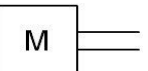




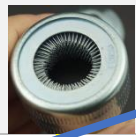
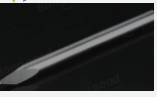



Tabla N°10. Recomendaciones de diseño.

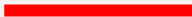



ESTRUCTURA Y CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA PELADORA DE CORTEZA DE CAÑA	
Velocidad de arrastre	El diámetro de los rodillos es igual a la velocidad directamente proporcional a la longitud del material
velocidad de corte	Se recomienda cercano a 1 m/s para abastecer la demanda
Materia prima utilizada	La caña será la utilizada para abastecer la demanda
Material de fabricación de la máquina peladora de corteza de caña	Se seleccionó acero inoxidable para la fabricación de las cuchillas y eje hueco giratorio
Configuración geométrica de la máquina	Se sugieren las recomendaciones de DISEÑO DE MÁQUINA DE PELAR CAÑA 2013
Dimensiones del tambor pelador	Configuración del diámetro requerido para recepcionar el torque necesario
Cálcular la potencia de los motores	Dependerán de la capacidad de la máquina a producir
Proceso de fabricación de la máquina peladora de caña	Rolado en frio y unión por soldadura

Fuente: Propio, 2018.

3.4. Matriz morfológica

3.4.1. Desarrollo de la matriz morfológica

Funciones principales	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Preparar caña			
Alimentación con caña			
Generar			
Transmisión			
Corte de corteza			
Expulsión de la caña			 Poleas

Concepto de solución	Timo de línea
1	
2	
3	
4	

Fuente: Propio, 2018.

3.5. Generación de cuatro conceptos alternativos

Los conceptos alternativos se realizaron en base a investigaciones y estudios previos de diferentes autores, en lo que respecta al diseño máquinas peladoras de corteza de caña de azúcar, teniendo en cuenta la facilidad de fabricación, la geometría de diseño y costos de fabricación.

Concepto N°01

Contar con grandes cantidades de dinero no es necesario fabricar este tipo de máquina, ya que para su construcción el material empleado es accesibles, la alimentación es de forma manual, el arrastre de la caña es por rodillos ranurados y con motores eléctricos para generar el movimiento mecánico, para el corte de la caña se utiliza cuchilla fresadora y con piñones para el arrastre de la caña

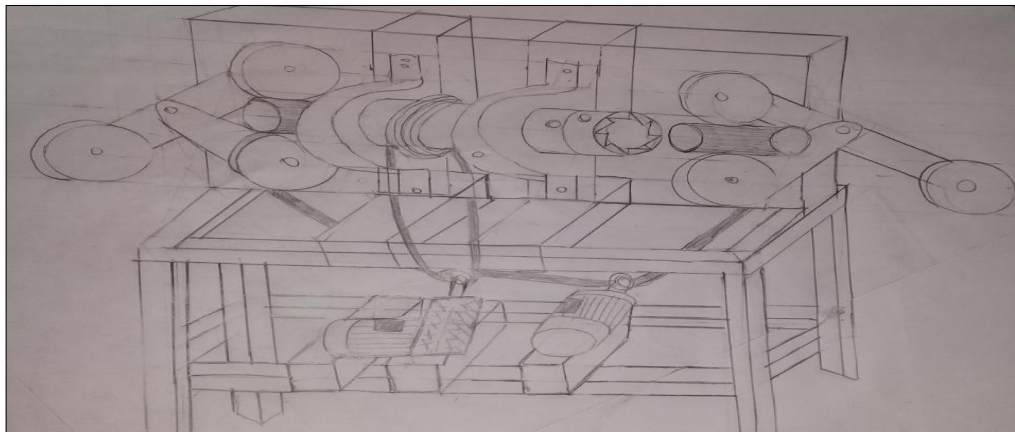


Figura N°24.Solución N° 1.

Fuente: Propia, 2018.

Concepto N°02

El diseño del mecanismo de corte consiste en un mecanismo porta cepillo de acero inoxidable que gira por abrasión arrancando la corteza dicho giro es accionado por dos motores eléctricos, las cuales para evitar que la caña gire, está apoyado mediante poleas y a su vez arrastran a la caña de azúcar

Esta propuesta es una alternativa que no cumple en su totalidad con los requerimientos de la distribuidora puesto que el sistema de corte no se adapta a los diferentes diámetros de las cañas

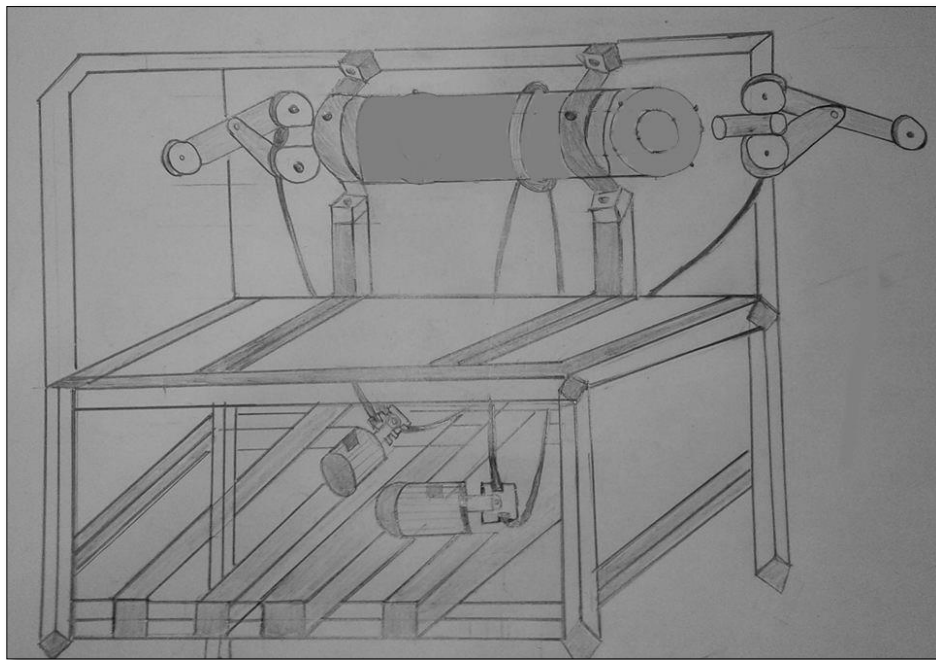


Figura N°25.Solución N° 2.
Fuente: Propia, 2018.

Concepto N°3

El diseño esta realizado de tal manera que la caña de azúcar va estar articulado en la entrada con un sistema de guías la cual lo realizan dos rodillos ranurados, la alimentación es manual y el sistema de corte por medio de cuatro cuchillas planas la que se encargarán de arrancar la corteza de la caña y por último cuenta con dos rodillos en los extremos para la salida de la caña. Este diseño tiene dos motores de combustión uno que este acoplado a la barra cilíndrica mediante una faja y el otro motor que tiene una polea de doble canal uno para sistema de arrastre como también para los rodillos.

Esta alternativa no cumple en su totalidad ya que el sistema de cuchillas planas no se ajusta a los diámetros de las cañas. Por otra parte, se deben utilizar dos motores de combustión en la cual se gastaría demasiado en combustible y sería muy costoso.

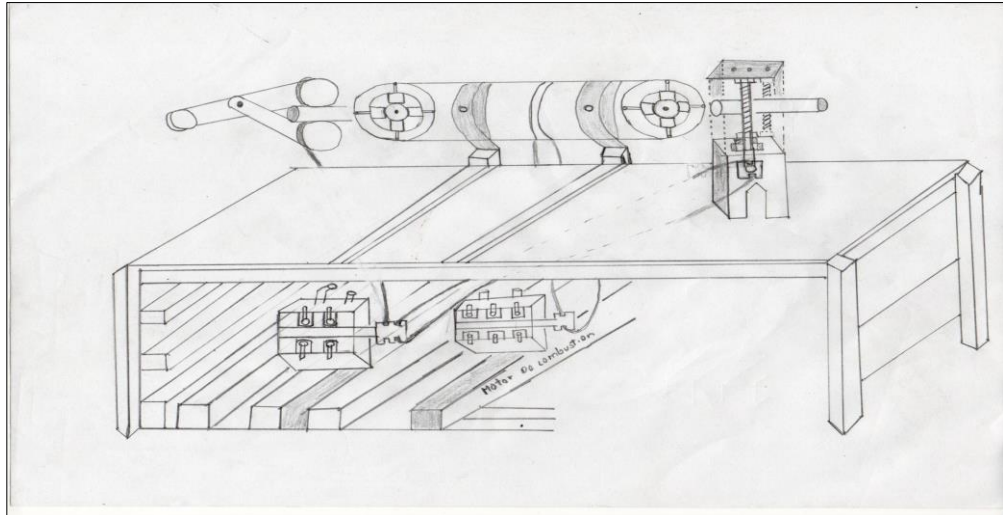


Figura N°26.Solución N° 3.
Fuente: Propia, 2018.

Concepto 04

Es un diseño novedoso que está diseñado en función a las recomendaciones brindadas por investigaciones previas de este tipo de diseño que es la máquina peladora de corteza de caña de azúcar. Para su fabricación se utilizará como material acero inoxidable ya que posee muy buenas características mecánicas que se ajustan a estos tipos de diseños y cumplen con los estándares de calidad y seguridad.

Con respecto al costo de su fabricación es considerable ya que a este nuevo diseño se implementó un eje hueco porta cuchillas en ambos extremos que serán reguladas por medio de resortes de acuerdo al diámetro de la caña

Si hablamos de su eficiencia es mucho mayor en comparación a las alternativas anteriores pues ésta alcanza a 60 a 65%, pues su diseño permite que la corteza seas cortada de manera homogénea

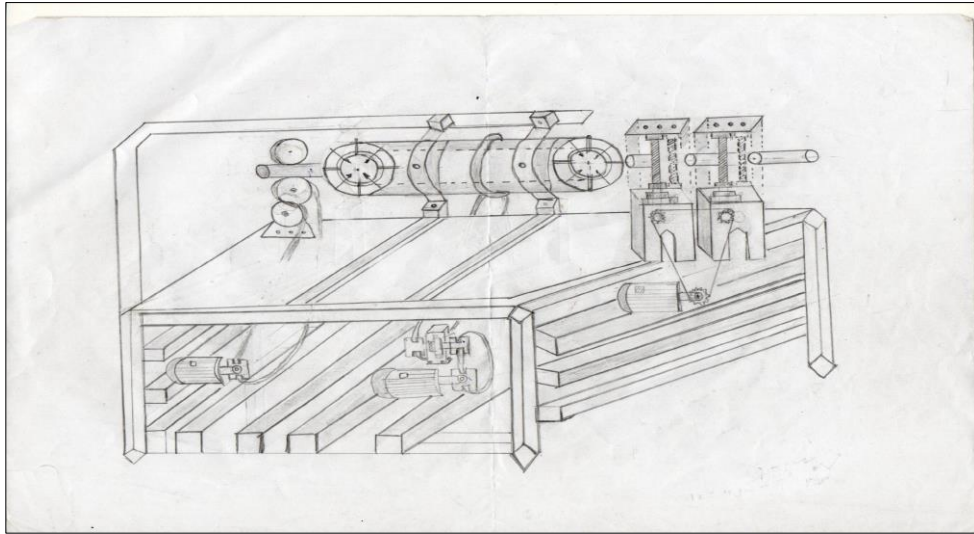


Figura N° 27. Solución N° 4.

Fuente: Propia, 2018.

3.5.1. Consideraciones sobre los portadores de solución

Se realiza esquemas de los conceptos de solución, los cuales se muestran en el Anexo 3, y se procede a hacer una evaluación tomando valores del 1 al 4, donde:

0: No aceptable 2: Suficiente 4: Muy satisfactorio

1: Poco satisfactorio 3: Satisfactorio

Tabla N°11. Calificación de los conceptos de solución

Ítem	Criterios técnicos y económicos	Soluciones			
		1	2	3	4
1	Estabilidad	4	4	3	4
2	Número de operarios	4	4	4	4
3	Facilidad de manejo	4	4	4	4
4	Buen uso de fuerza	3	4	4	4
5	Costo de tecnología	3	3	3	3
6	Costo de operación	3	3	3	4
7	Seguridad	4	4	4	4
8	Rapidez	4	4	4	4
9	Facilidad de montaje	3	3	4	4
10	Posibilidad de automatización	3	3	4	4
Sub total		35	37	38	39

Fuente: Propio ,2018.

Como podemos observar el concepto de solución 2, 3 y 4 son los que mayor puntaje obtuvieron, entonces con estos tres proyectos de solución que ahora llamaremos proyectos preliminares se realizara una evaluación más profunda para determinar la solución más factible tanto técnica como económica. Se procede a describir los diseños preliminares a continuación.

Proyecto preliminar 1:(concepto de solución 2)

- a) Alimentación manual
- b) Sistema de arrastre de entrada de caña la caña por poleas
- c) Generación de energía mecánica por motor de inducción
- d) Transmisión de potencia del motor reductor por engranajes
- e) El eje está sujeto a chumaceras para transmitir el movimiento de giro
- f) El mecanismo de corte por lijas abrasivas
- g) Sistema de arrastre de salida de caña la caña por piñones

Proyecto preliminar 2: (concepto de solución 3)

- h) Alimentación manual
- i) Sistema de arrastre de caña la caña por rodillos ranurados
- j) Generación de energía mecánica por motor de combustión interna
- k) Transmisión de potencia del motor reductor por fajas
- l) El eje está sujeto a chumaceras para transmitir el movimiento de giro
- m) El mecanismo de corte por fresa
- n) Sistema de arrastre de salida de la caña por rodillos lizos

Proyecto preliminar 3: (concepto de solución 4)

- o) Alimentación manual
- p) Sistema de arrastre de entrada por rodillos ranurados
- q) Generación de energía mecánica por motor de inducción
- r) Transmisión de potencia del motor reductor por cadena
- s) El eje está sujeto a chumaceras para transmitir el movimiento de giro
- t) Las cuchillas cilíndricas accionados por un resorte de tracción
- u) Sistema de arrastre de salida por piñones

Se visualiza los proyectos preliminares en base a esquemas, la evaluación de proyectos preliminares se presenta en dos tablas, tabla N°14 y tabla N°.15, una evaluando únicamente la parte económica y la otra la parte técnica. Se tienen las siguientes razones:

0= No satisface, 1= aceptable a las justas, 2= Suficiente, 3= Bien, 4= Muy bien (ideal)

g: el peso ponderado está en función de los criterios de evaluación

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)

Se elabora el diagrama de evaluación de proyectos preliminares según norma VDI 2225, figura N° 25, dando a conocer la alternativa que posea el mejor valor técnico o económico y el mayor balance técnico-económico. La alternativa que se acerca más al valor ideal y que está más cerca de la línea diagonal es el proyecto 2.

Además, se presenta, al lado izquierdo de la figura N° 26, el diseño de la peladora de corteza de caña de azúcar y, a la derecha, la máquina con su carcasa siendo utilizada.

Tabla N°12. Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico

DISEÑO MECÁNICO EVALUACIÓN DE PROYECTOS										ÁREA DE DISEÑO	
Valor técnico											
Proyecto: Máquina Peladora de corteza de caña de azúcar con capacidad 200kg/h											
Criterios para evaluación para diseño para fases de conceptos o proyectos											
Variantes de proyectos			Solución 01			Solución 02			Solución 03		Solución ideal
N°	Criterios de evaluación	G	p	gp	p	gp	p	gp	p	Gp	
1	Función	8	3	24	3	24	4	32	4	32	
2	Forma	6	2	16	3	18	4	24	4	32	
3	Diseño	8	2	16	3	24	3	24	4	32	
4	Seguridad	8	3	24	3	24	2	16	4	32	
5	Ergonomía	5	3	15	3	15	3	15	4	20	
6	Fabricación	8	3	24	3	28	2	16	4	32	
7	Montaje	7	3	21	2	14	2	14	4	28	
8	Transporte	5	2	10	3	15	3	15	4	20	
9	Uso	7	2	14	3	21	2	14	4	28	
10	Mantenimiento	8	4	32	2	16	3	24	4	32	
Puntaje máximo			33	192	28	213	28	194		288	
Valor técnico				0.66		0.73		0.67		1	
Orden				3		1		2			

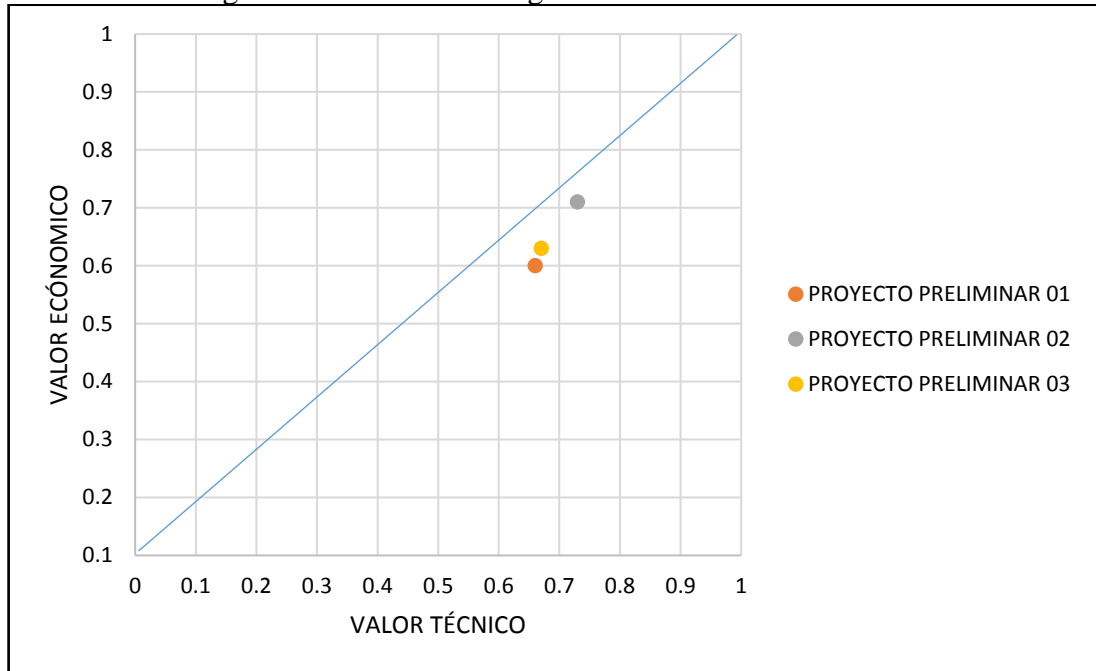
Fuente: Propio, 2018

Tabla N°13. Evaluación de proyectos preliminares según el valor económico

		DISEÑO MECÁNICO EVALUACIÓN DE PROYECTOS						ÁREA DE DISEÑO		
		Valor económico								
Proyecto: Máquina Peladora de corteza de caña de azúcar con capacidad 200kg/h										
Criterios para avaluación para diseño para fases de conceptos o proyectos										
Variantes de proyectos		Solución 01			Solución 02		Solución 03		Solución ideal	
N°	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	6	3	18	3	18	3	18	4	24
2	Forma	8	2	16	3	24	3	24	4	32
3	Diseño	6	2	12	3	18	3	18	4	24
4	Seguridad	6	3	18	3	18	2	12	4	24
5	Ergonomía	9	3	27	3	27	2	18	4	32
6	Fabricación	8	2	16	3	24	3	24	4	32
7	Montaje	7	2	14	2	14	3	21	4	28
8	Transporte	7	2	14	3	21	2	14	4	28
9	Uso	6	3	18	3	18	2	12	4	24
10	Mantenimiento	9	2	18	2	18	2	18	4	36
Puntaje máximo			30	171	27	200	26	179		284
Valor técnico				0.60		0.71		0.63		1
Orden				3		1		2		

Fuente: Propio, 2018.

Tabla N°14. Diagrama de Evaluación según VDI 2225.



Fuente: Propio, 2018.

En la siguiente grafica se puede apreciar que el proyecto preliminar 3 es mucho mas factible en lo tecnico y economico, la grafica muestra la solucion ideal con una linea de color azul; Y los tres puntos son los proyectos preliminares, se observa que el proyecto preliminar 3 esta mucho mas cerca a la linea ideal, de este modo se procedera a realizar el cálculo de todos los componentes y elementos de máquinas que estaran presentes en este proyecto preliminar.

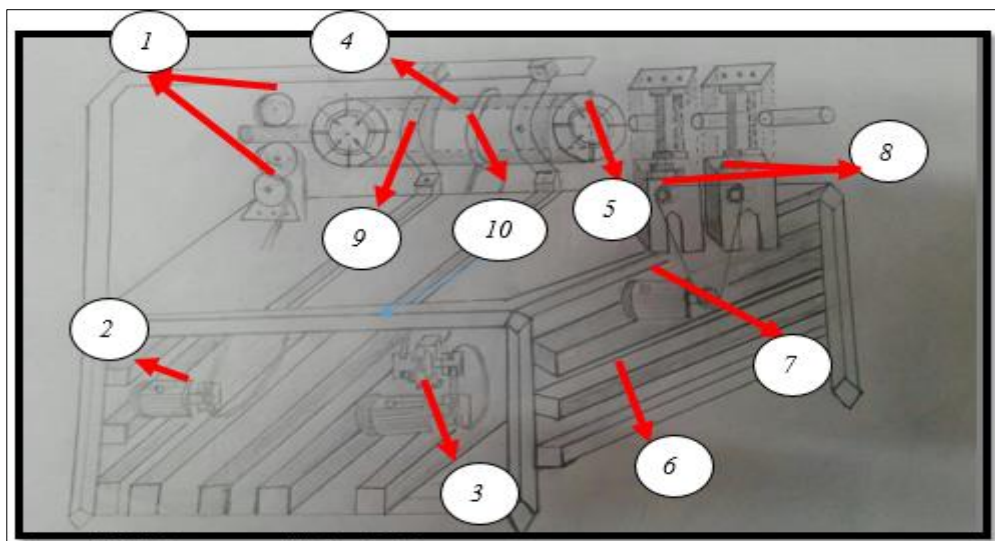


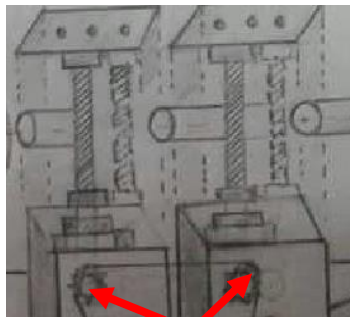
Figura N°28. Proyecto preliminar N° 3.

Fuente: Propia, 2018.

1. Rosillos de impulsión
2. Motor de rodillos ex pulsadores de la caña
3. Motor accionador de tambor porta cuchillas
4. Tambor porta cuchillas
5. Cuchillas
6. Estructura
7. Motor de rodillos impulsadores de la caña
8. Rodillos de entrada
9. Chumaceras
10. Polea

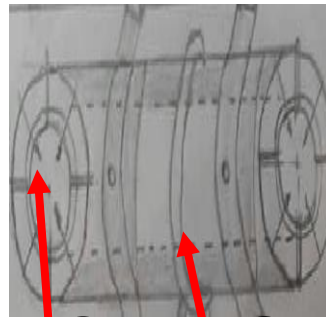
Etapas para el pelado de la caña de azúcar

- 1) La caña ingresa por medio de dos rodillos impulsores
- 2) La caña sale pelada libre de corteza por medio de la cuchilla



1

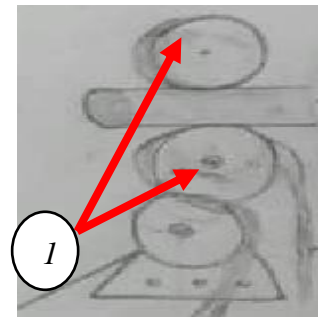
1. Rodillos impulsores
2. Ingreso de la caña



2

1

1. Rodillo porta cuchillas
2. Cuchillas



1

1. Rodillos de Expulsión de la caña

Figura N°29. Esquema del proceso de pelado de corteza de caña
Fuente: Propio, 2018.

3.6. Cálculos generales

En esta sección se procede a realizar los cálculos para el diseño y selección de los diferentes componentes que conforman la máquina peladora de corteza de caña de azúcar, tomando como base las características de los componentes que permitirá el pelado de la corteza. De acuerdo a las exigencias la máquina deberá ser capaz de producir 200kg/h.

3.6.1. Cálculo y diseño del sistema de arrastre

En la siguiente figura se muestra el diseño del sistema de arrastre el cual se consideró el acero inoxidable AISI 304, por sus propiedades de resistencia a la oxidación o corrosión.

- a) El material de la estructura debe impedir la proliferación de contaminantes biológicos.
- b) El material de los rodillos debe ser resistente a la fricción con el producto.
- c) Que sea desmontable para su limpieza y mantenimiento cuando se requiera
- d) El material de la estructura de arrastre no debe reaccionar químicamente con la mezcla

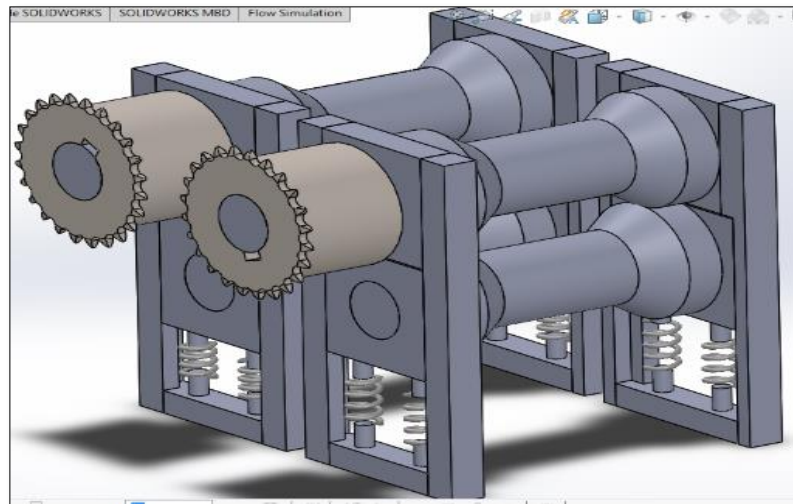


Figura N°30. Sistema de arrastre de la caña.

Fuente: Propio, 2018.

A. Se asume las siguientes características

A partir de las condiciones de operación propuestas se considera que la caña tiene las siguientes características:

$$L_{Caña} : 1800mm$$

$$D_{Caña} : 35 mm$$

Con un peso promedio de la caña 1.5 kg

B. Cálculo del volumen de la caña con las características mencionadas asumidas

Ecuación N° 14: Volumen de la caña criolla

$$V_C = l * \frac{\pi D^2}{4} = 180 * \frac{\pi * 3.5^2}{4} = 0.0017 m^3$$

Donde:

V_C : Volumen de la caña (m^3).

l : Longitud de la caña(cm).

D : Diametro de la caña(cm).

C. Cálculo de la densidad de la caña

Ecuación N°15: Densidad la caña criolla

$$\rho = \frac{m}{v} = \frac{1.5}{0.0017} = 866 \frac{kg}{m^3}$$

Donde:

ρ : Densidad de la caña ($\frac{kg}{m^3}$).

m : Masa (kg).

v : Volumen (cm).

D. Cálculo del número de cañas/hora que pasara por el sistema de arrastre en función a la capacidad de la máquina 200kg/h.

Ecuación N° 16: Número de cañas hora

$$N_c = \frac{C_p}{W_p} = \frac{200}{1.5} = 133.33 \text{ und/h}$$

Donde:

N_c : Número de cañas hora $\left(\frac{\text{und}}{\text{h}}\right)$.

C_p : Capacidad promedio (kg/h).

W_p : Peso promedio (kg).

E. Cálculo de la velocidad lineal teórico

Ecuación N°17: Cálculo de la velocidad lineal

$$V_l = \frac{N_c * L_p}{3600} = \frac{133.33 * 1.80}{3600} = 0.066 \text{ m/s}$$

Donde:

V_l : Velocidad lineal $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$.

N_c : Número de cañas(unid).

L_p : Longitud promedio (m).

F. Cálculo de la velocidad de rotación teórico.

Ecuación N° 18: Cálculo de la velocidad de rotación

$$w = \frac{v}{r} = \frac{0.067}{0.016} = 4.19 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 39.9\text{RPM}$$

Donde:

w : Velocidad angular $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$.

V_l : Velocidad lineal $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$.

r : Radio del rodillo (m).

El motor seleccionado tiene una velocidad de rotación de 1200 rpm para una velocidad de rotación requerida de 39.9 rpm a continuación hallamos la relación de transmisión.

G. Cálculo de la relación de transmisión

Ecuación N° 19: Relación de transmisión

$$i = \frac{N_i}{N_f} = \frac{1200}{39.9} = 30.07$$

Donde:

i : Relación de transmisión .

N_i : Número de revoluciones del motor (RPM).

N_f : Número de revoluciones del motor (RPM).

Un valor cercano a la relación de transmisión comercial “30”

H. Cálculo de la velocidad de rotación real

Ecuación N° 20: Velocidad de rotación real

$$wr = \frac{Nm}{i} = \frac{1200}{39} = 40 \text{ RPM}$$

Donde:

W_r : Velocidad angular real $\left(\frac{rad}{s}\right)$.

N_m : Número de revoluciones del motor (RPM).

i : Relación de transmisión .

I. Cálculo de la velocidad lineal de alimentación corregida

Ecuación N° 21: Velocidad lineal de alimentación corregida

$$V_l = \frac{wr * \pi * Dr}{60} = \frac{40 * \pi * 0.032}{60} = 0.067 \text{ m/s}$$

Donde:

V_l : Velocidad lineal corregida $\left(\frac{m}{s}\right)$

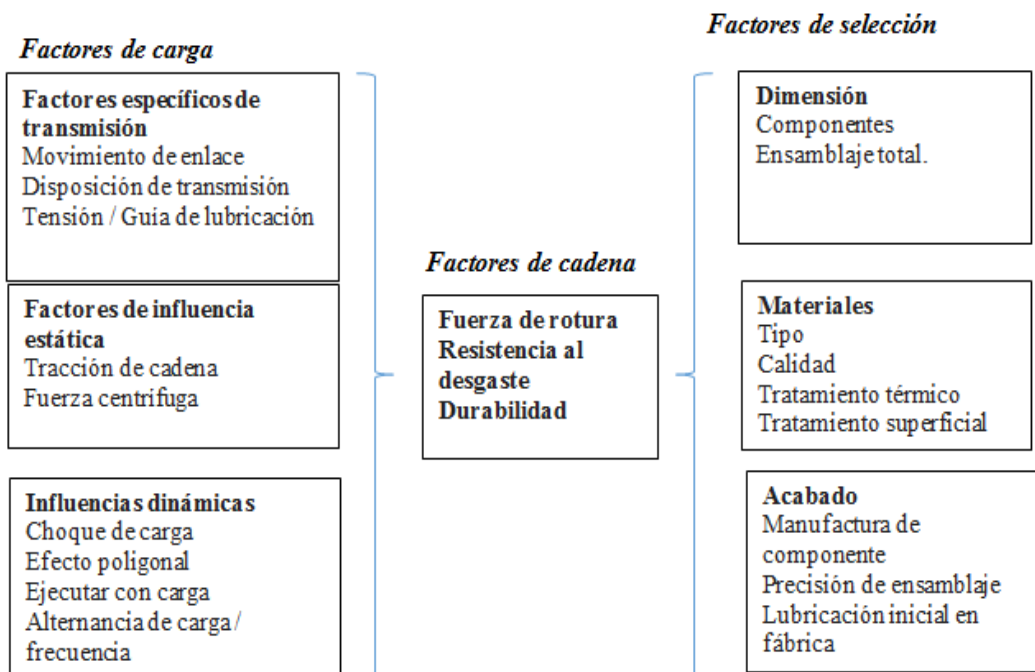
W_r : Velocidad angular real $\left(\frac{rad}{s}\right)$.

D_r : Diametro real(m).

J. Cálculo y selección de cadena de transmisión

La capacidad de la cadena de transmisión para este propósito específico depende si puede soportar las tensiones que surjan durante su período de trabajo. Se tiene en cuenta todos los factores influyentes que en su totalidad determina la durabilidad de una cadena. Seguiremos la metodología recomendada en ingeniería, diseño y construcción de cadenas. Ejemplos de cálculo publicado por la empresa alemana Iwis. El siguiente diagrama muestra la interdependencia de factores de influencia.

Tabla N°15. Interdependencia de factores de influencia



Fuente: Adaptation de Chain engineering Design and construction. Examples of calculation

3.6.1.1. Parámetros de entrada para cálculo y selección de cadena

Potencia a transmitir: 0.373 kW (0.5 HP)

Fuente de potencia: Motor eléctrico

Mecanismo a accionar: Regular

Número revoluciones: $n_1 = 40 \text{ min}^{-1}$; $n_2 = 40 \text{ min}^{-1}$.

Distancia entre centros: 311.84 mm.

Hacemos un primer tanteo con el fin de conocer el posible paso de la cadena, que nos permita definir el número de dientes del piñón y la distancia entre centros.

En el gráfico siguiente vemos que para una velocidad de 40 min^{-1} y una potencia de 0.373 kW se necesitaría una cadena simple 12 A-1. Para la selección de cadenas ver anexo N°.28.

Como sea que el eje del motor tiene un diámetro de 19 mm, se adapta a las medidas de un piñón de $Z = 25$ dientes, y si la cadena es correcta, la distancia entre centros será de unos 16 pasos.

Buscaremos con los datos conocidos los factores de corrección de la potencia.

Coefficiente $f_1 = 1$ correspondiente a tipo de carga regular y accionamiento por motor eléctrico ver anexo N° 29 y con un coeficiente de función $f_3 = 1,45$ ver anexo N°. 30

Por lo tanto, la Potencia corregida se calculó de la siguiente manera:

$$W_c = 0,373 \text{ kW} * 1 * 0,75 * 1,45 = 0,406 \text{ kW}$$

Pasamos de nuevo al gráfico y comprobamos que la cadena 12 A-1 nos permite transmitir la potencia deseada.

Comprobaremos ahora el coeficiente de seguridad y la presión en las articulaciones.

Velocidad lineal de la cadena:

Ecuación N°22: Velocidad lineal de la cadena

$$v = \frac{P * z_1 * n_1}{1000}$$

Donde:

v : Velocidad lineal de la cadena (m/min).

P : Paso de la cadena (mm).

z_1 : Número de dientes del piñón o rueda pequeña (und).

n_1 : Número de revoluciones del piñón (min^{-1}).

$$v = \frac{P * z_1 * n_1}{1000} = \frac{19,05 * 25 * 40}{1000} = 19.05 \text{ m/min}$$

Tensión ramal conductor cadena:

Ecuación N°23: Tensión del ramal conductor

$$T = \frac{6120 * W}{v}$$

Donde:

T : Tensión del ramal conductor (k).

W : Potencia a transmitirse (kW).

v : Velocidad lineal de la cadena (m/min).

$$T = \frac{6120 * W}{v} = \frac{6120 * 0,373}{19,05} = 119.8 \text{ kg} = 1175.5 \text{ N}$$

Coefficiente de seguridad de la cadena:

Ecuación N°24: Coeficiente de seguridad de la cadena

$$K = \frac{C_r}{T}$$

Donde:

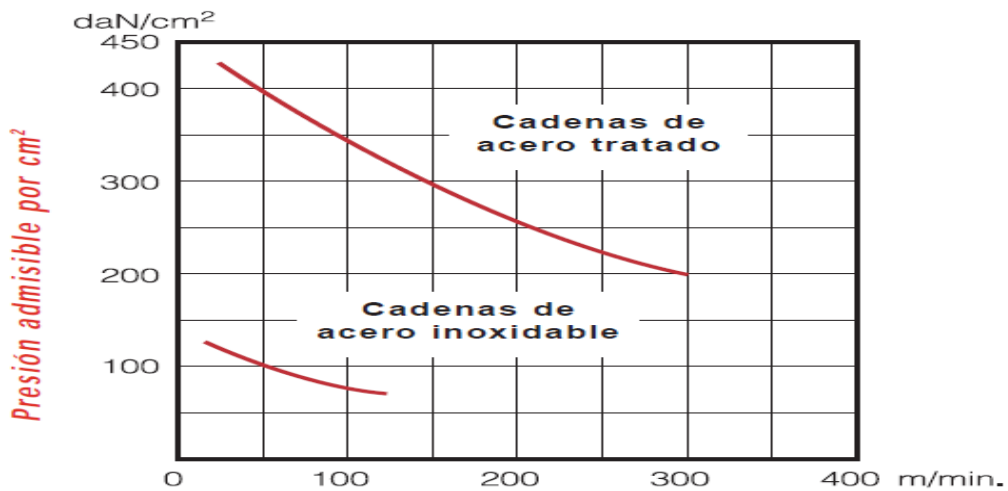
K : Coeficiente de seguridad.

C_r : Carga de rotura de cadena seleccionada (kg).

T : Tensión del ramal conductor (kg).

$$K = \frac{C_r}{T} = \frac{4150 \text{ kg}}{119.8 \text{ kg}} = 34.6$$

Tabla N°16. Presión sobre las articulaciones



Fuente: Adaptación de Catálogo de cadenas de rodillos - JORESA

Presión en las articulaciones:

Ecuación N°25: Presión en las articulaciones de la cadena

$$P_a = \frac{T}{S}$$

Donde:

P_a : Presión en las articulaciones ($\frac{kg}{cm^2}$).

T : Tensión del ramal conductor (kg).

S : Superficie de articulación (cm^2).

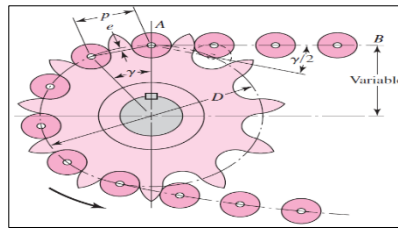
$$P_a = \frac{T}{S} = \frac{119.8 \text{ kg}}{0.97 \text{ cm}^2} = 123.5 \text{ kg/cm}^2$$

La presión en las articulaciones, se comprueba que a la velocidad de 19,05 m/min la presión soportada es aceptable ver anexo N°.31 y las características de la cadena selecciona se muestran en el anexo N°.32.

Por tanto:

- Paso*(p) : 19.05 mm
Número de dientes(N) : 25 dientes
Diametro de paso(D) : 151.99 mm
 $\text{Sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)$: 0,1253
ángulo de articulación $\left(\frac{\gamma}{2}\right)$: 0.1257 rad
 $\frac{\gamma}{2}$: 7.2°

Cada rueda de cadena puede compararse a un polígono cuyo número de esquinas corresponde con la cantidad de dientes. Con una velocidad angular constante la velocidad de la cadena v está así sujeta a fluctuaciones periódicas entre los valores límite v_{max} y v_{min} , es el llamado efecto poligonal. Por tanto, la cadena se acelera y desacelera alternativamente y hay aumento de cargas.



Fuente: Shigley octava edición.

$$\text{sen}\frac{\gamma}{2} = \frac{\rho}{D} \quad \text{o} \quad D = \frac{\rho}{\text{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)}$$

$$D = \frac{\rho}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}$$

El ángulo $\gamma/2$ a través del cual el eslabón gira cuando entra en contacto, se llama ángulo de articulación. Se puede apreciar que la magnitud del ángulo es una función del número de dientes. La rotación del eslabón a través de este ángulo provoca impacto entre los rodillos y los dientes de la catalina, así como desgaste en la junta de la cadena; como la vida de una transmisión seleccionada en forma apropiada es una función del desgaste y de la resistencia a la fatiga superficial de los rodillos, resulta importante reducir el ángulo de articulación tanto como sea posible.

La velocidad máxima de salida de la cadena.

Se determina mediante

Ecuación N°26: Velocidad máxima de la cadena

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{\pi * D * n}{1000} = \frac{\pi * n * p}{1000 * \text{sen}(\frac{\gamma}{2})} = \frac{\pi * 40 * 19.05}{1000 * 0.1253}$$

$$v_{m\acute{a}x} = 19.1 \text{ m/min}$$

La velocidad de salida mínima.

Ocurre en un diámetro d menor que D Mediante el uso de la geometría de la figura anterior, se tiene:

$$d = D \cos \frac{\gamma}{2} = 151.99 * 0.9921 = 150.8 \text{ mm}$$

$$d = 150.8 \text{ mm}$$

Así, la velocidad de salida mínima es:

Ecuación N°27: Velocidad mínima de la cadena

$$v_{min} = \frac{\pi * d * n}{1000} = \frac{\pi * n * p * \cos(\frac{\gamma}{2})}{1000 * \text{sen}(\frac{\gamma}{2})}$$

$$v_{min} = 18.95 \text{ m/min}$$

Donde:

v_{min} : Velocidad de la cadena ($\frac{m}{s}$).

n : Número de dientes de la catalina (unid).

p : Paso de la cadena en (mm).

Ahora, sustituyendo $\gamma/2 = 180^\circ/N$ y empleando las ecuaciones anteriores se tiene que la variación de la velocidad es:

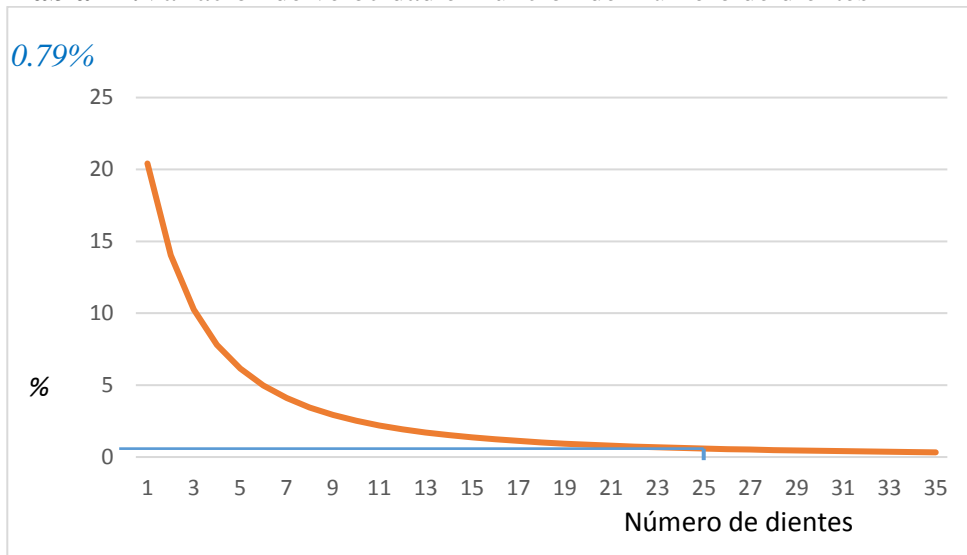
Ecuación N° 28: Variación de la velocidad de la cadena

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{v_{m\acute{a}x} - v_{m\acute{i}n}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} - \frac{1}{\text{tan}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \right]$$

$$\frac{\Delta V}{V} = 0.0079 = 0.79\%$$

A esta variación de velocidad se le conoce como variación cordal de velocidad y su gráfica se presenta seguidamente:

Tabla 17. Variación de velocidad en función del número de dientes



Fuente: Propia, 2018.

Para una operación suave a velocidades tanto moderada como alta, se considera buena práctica emplear una catalina impulsora con al menos 17 dientes; por supuesto que 19 o 21 proporcionarán una mejor esperanza de vida con menor ruido de la cadena. Donde las limitaciones de espacio son grandes o para velocidades muy bajas, se emplean números menores de dientes, pero se sacrifica la esperanza de vida de la cadena, para nuestro diseño se tiene 25 dientes en las tres catalinas.

Las transmisiones más eficaces tienen relaciones de velocidad de hasta 6:1, pero se pueden utilizar relaciones mayores a costa del sacrificio de la vida de la cadena para nuestro caso la relación de transmisión es 1:1.

El sistema de arrastre estará conformado por una catalina impulsora conectada a la salida del reductor y dos catalinas conducidas conectadas a los ejes superiores tal como se muestra en la siguiente figura:

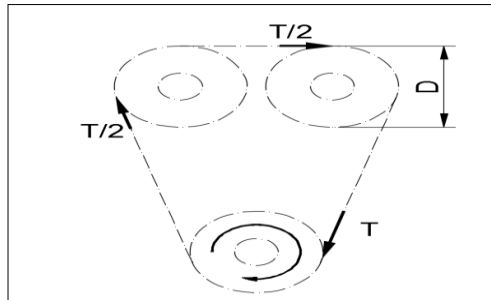


Figura N°32. Tensiones en cadena de transmisión
Fuente: Propio, 2018

Por tanto, el torque máximo alcanzado en cada catalina es:

Ecuación N°29: Momento torsor máximo en cada Catarina

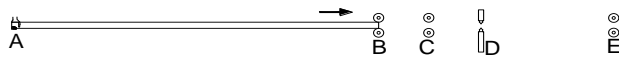
$$M = \frac{T}{2} * \frac{D}{2} = \frac{1175.5 \text{ N}}{2} * \frac{0.15199 \text{ m}}{2} = 44.67 \text{ Nm}$$

Análisis de esfuerzos para diseño de rodillos:

Se graficaron las etapas del proceso de corte y se elaboró el diagrama respectivo

A. Cálculo teórico del recorrido de la caña de azúcar

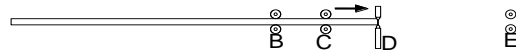
A.1. Sujeción manual y en primer par de rodillos:



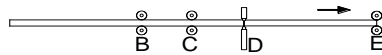
A.2. Sujeción entre dos pares de rodillos:



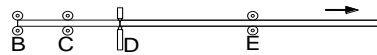
A.3. Sujeción entre dos pares de rodillos y herramienta de corte:



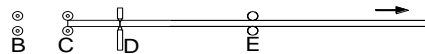
A.4. Sujeción entre dos pares de rodillos, herramienta de corte y par de cepillos:



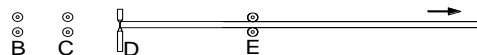
A.5. Abandono de primer par de rodillos:



A.6. Abandono de segundo par de rodillos:



A.7. Abandono de herramienta de corte:



A.8. Abandono de par de cepillos y sujeción manual:



Figura N°33. Etapas para análisis de carga

Fuente: Propio, 2018.

El cálculo estático en cada punto del recorrido de la caña se ve en el anexo N° 24

Tabla N°18: Resumen de fuerzas cortantes por apoyo

Etapa o caso	V (N)						V _{máx} (N)	Apoyo
	A	B	C	D	E	F		
A.1	32.17	17.46	0	0	0	0	32.17	A
A.2	0	574.85	0	0	0	0	574.85	B
A.3	0	493	269.7	0	0	0	493	B
A.4	0	461.1	113.2	97	0	0	461.1	B
A.5	0	417.8	207.69	73	14.72	0	417.8	B
A.6	0	0	835	57.1	14.71	0	835	C
A.7	10	0	0	43.11	14.72	0	43.11	D
A.8	0	0	0	0	24.81	0	24.81	E
Máximo por apoyo	32.17	574.85	835	97	24.81	0		

Fuente: Elaboración Propia, 2018

Tabla N°19: Resumen de momentos flectores por apoyo

Etapa o caso	M (Nm)						M _{máx} (Nm)	Apoyo
	A	B	C	D	E	F		
A.1	0	44.67	0	0	0	0	44.67	A
A.2	0	-55.35	44.67	0	0	0	55.35	B
A.3	0	-54.6	33.76	0	0	0	54.6	B
A.4	0	-49.9	14.3	8.7	0	0	49.9	B
A.5	0	44.67	16.65	6.27	5.24	0	44.67	B
A.6	0	0	44.67	2.91	8.09	0	44.67	C
A.7	0	0	0	0	13.8	0	13.8	E
A.8	0	0	0	0	-22.3	0	22.3	E
Máximo por apoyo	0	55.35	44.67	8.7	22.3	0		

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

3.6.1.2. Cálculo del diámetro del eje superior del sistema de arrastre

El eje superior de tracción de alimentación de caña gira a 40 min^{-1} y sostiene una catalina en a de 25 dientes y un diámetro primitivo de 152.12 mm (ISO-25Z 12 A-1), el accionamiento proviene de una Catarina de iguales características y también están conectadas a otra Catarina que acciona sobre otro eje similar. De acuerdo a cálculo anterior estos ejes representan los apoyos B y C y las cargas de diseño empleadas son las máximas alcanzadas:

Fuerza cortante: 835 N (alcanzado en C)

Momento flector: 55.35 Nm (alcanzado en B)

Datos:

Velocidad de rotación: 40 min⁻¹

Potencia recibida: 0.25 HP = 0.1865 kW

Potencia entregada: 0.25 HP = 0.1865 kW

Factor de diseño: 2

Diámetro primitivo de catalina: 152 mm

Diámetro rodillo: 32 mm

Propiedades del acero inoxidable

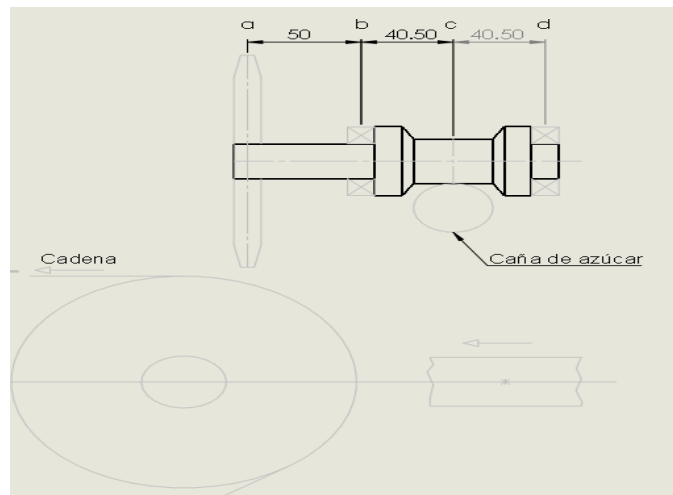


Figura N°34. Eje superior del sistema de arrastre

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

a. Cálculo de las propiedades del material

Tabla N°20: Designación de acero inoxidable AISI 304

Designación (número AISI)	Condición	S_u (MPa)/(ksi)	S_y (MPa)/(ksi)	% de elongación
304	Estirado en frío	600 / 87	195 / 28.3	45

b. Calculo de resistencia a la fatiga S_n

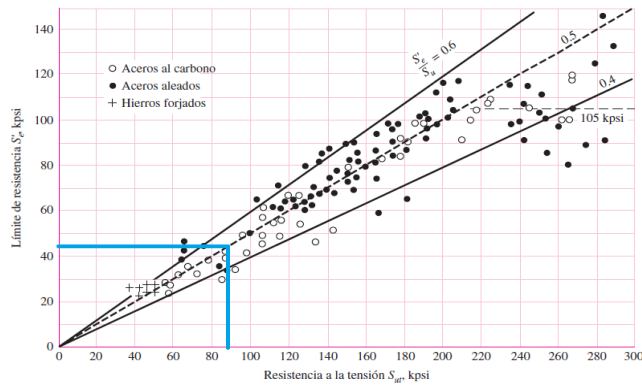


Figura N°7. Resistencia a la fatiga

Fuente: Shigley octava edición ,2008.

$$S_n = 43 \text{ ksi} = 296.5 \text{ MPa}$$

c. Calculo de los factores de confiabilidad (C_r) y geometría (C_s)

Factor de confiabilidad (C_r)

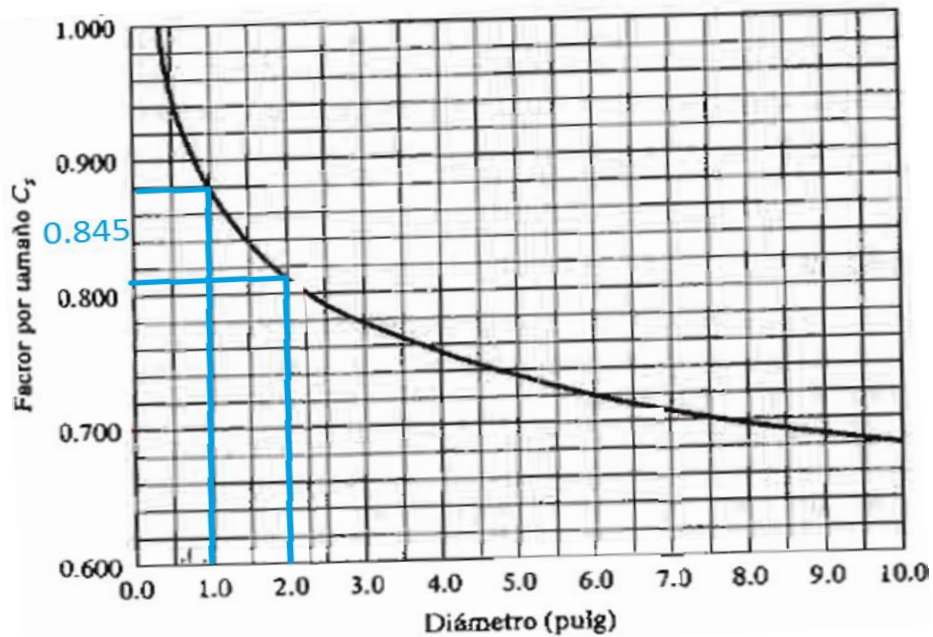
Tabla N°21: Factores de confiabilidad para eje del sistema de arrastre

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	Factor de confiabilidad k_o
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Shigley octava edición ,2008

Asumiendo a 99% $\rightarrow K_e=0.814$

Tabla N°22: Factor geométrico



Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert Mott.

Se selecciona una confiabilidad del 99% para el cual se usa $C_r = 0.814$ para seleccionar el factor geométrico al no conocer el tamaño real del eje, se presume valores entre 1" y 2", lo cual nos da un promedio para $C_s = 0.845$.

d. Cálculo del valor real de esfuerzo a la fatiga S'_n

Ecuación N°30: Esfuerzo real a la fatiga del eje sistema de arrastre

$$S'_n = S_n * C_r * C_s$$

$$S'_n = 43(0.814) * (0.845) = 29.57 \text{ Ksi} = 203.88 \text{ MPa}$$

e. Selección del Factor de Diseño (N). De la sección 5-7

Se seleccionará $N=2$, para elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño

Distribución de potencias

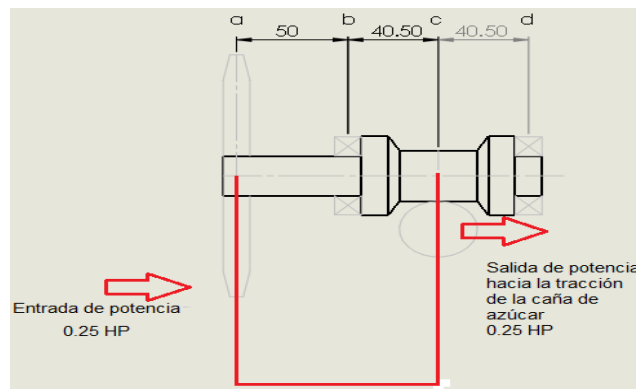


Figura N°8. Distribución de potencia en el eje superior del sistema de arrastre.

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

Como se observa en el gráfico de distribución al momento de calcular los torsores en los puntos a y c se empleará el total de potencia.

Cálculo de las fuerzas sobre los elementos en el punto a

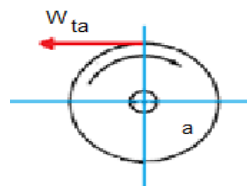


Figura N°9. Momento torsor en la Catarina

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

Ecuación N° 31: Momento torsor de la catalina

$$T_a = \frac{9,55 * P}{n_a}$$

Donde:

T_a : Momento torsor en Catarina (Nm).

P : Potencia transmitida en W.

n_a : Revoluciones en min – 1

$$T_a = \frac{9,55 * 186.5}{40} = 44.5 \text{ Nm}$$

Ecuación N° 32: Fuerza tangencial de la Catarina

$$W_{ta} = \frac{2 * T_a}{D}$$

Donde:

W_{ta} : Fuerza tangencial en a (N)

D : Diámetro primitivo de catarina (m)

$$W_{ta} = \frac{2 * 44.5}{0,152} = 585.5 \text{ N}$$

En el punto c

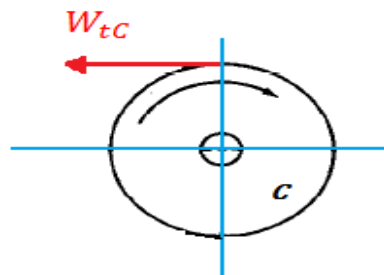


Figura N° 10. Fuerza tangencial en punto "c" del rodillo
Fuente: Elaboración Propia, 2018.

Estos cálculos se realizaron previamente y los resultados fueron:

Fuerza cortante: 835 N (alcanzado en C)

Momento flector: 55.35 Nm (alcanzado en B)

$$W_{tc} = \frac{2 * T_c}{D_c}$$

Donde:

W_{tc} : Fuerza tangencial en c (N)

D_c : Diámetro primitivo de rodillo de arrastre (m)

$$W_{tc} = \frac{2 * 55.35}{0,032} = 3459 \text{ N}$$

A. Cálculo de las reacciones y momentos en el plano x – y, ver anexo N° .25

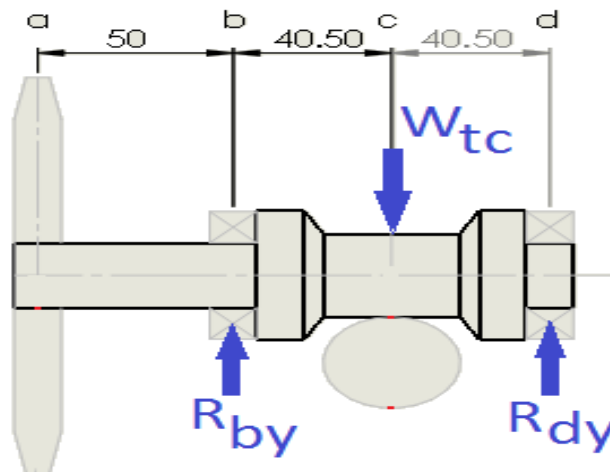


Figura N°11. Carga y reacciones del eje en el plano x-y
Fuente: Elaboración Propia, 2018.

B. Diseño de diámetros mínimos

Se empleará lo siguiente:

Ecuación N°33: Diámetro de eje en sistema de arrastre

$$D = \left[\frac{32(N)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Dónde:

D : Diámetro del eje (m)

N : Factor de seguridad

K_t : Factor de concentración de esfuerzos

M : Momento flector máximo (Nm)

$S'n$: Resistencia a la fatiga corregida (N/m²)

T : Momento torsor (Nm)

S_y : Resistencia a la fluencia (N/m²)

Punto a. En este punto no existe momento flector, se aplicará la formula antes descrita y se hará un incremento del 6% por el anillo de retención que se encuentra para asegurar la catalina

$$D_{a*} = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{44.5}{195000000} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.0159 \text{ m} = 15.9 \text{ mm}$$

$$\text{añadiendo el anillo} \Rightarrow D_a = D_{a*}(1.06) \cong 16.9 \text{ mm}$$

Punto b. En este punto reposa un cojinete a la derecha tenemos un chaflán redondeado $K_t = 1.5$.

$$D_b = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{(1.5) * (29.275)}{203880000} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{44.5}{195000000} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.018 \text{ m}$$

$$D_b = 18 \text{ mm}$$

En el punto c. En este punto tenemos la carga ejercida por la caña de azúcar que está siendo conducida. Cuenta a la derecha y a la izquierda con chaflanes redondeados, por tanto $K_t = 3$

$$D_c = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{(3) * (71.55)}{203880000} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{44.5}{195000000} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.0279 \text{ m}$$

$$D_c = 28 \text{ mm}$$

En el punto d. En este punto no tenemos momento torsor ni flector, pero existen fuerzas cortantes y un chaflán agudo se empleará $K_t = 3$

Ecuación N°34: Diámetro del eje cuando no hay flexión ni torsión

$$D = \sqrt{\frac{2.94 * (K_t) * (V) * (N)}{S'_n}}$$

$$V_d = \sqrt{V_{dy}^2 + V_{dz}^2}$$

$$V_d = \sqrt{-1729.5^2 + 361.4^2} = 1766.86 \text{ N}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{2.94(3) * (1766.86) * (2)}{203880000}} = 0.012 \text{ m}$$

$$D_d = 12 \text{ mm}$$

Tabla N°23: Resultado de selección de diámetros en el sistema de arrastre

Punto	Diámetro mínimo calculado (mm)	Diámetro seleccionado (mm)	Justificación
A	16.9	19.0	Esto satisface el requerimiento para el diámetro interior de la catalina normalizada en 19 mm.
B	18.0	20.0	Diámetro interior de rodamiento normalizado inmediato superior a 19 mm
C	28.0	32.0	Calculado inicialmente para cumplir con demanda de producción.
D	12.0	20.0	Mantener el tipo de rodamiento como en b y evitar sobre costos.

Fuente: Propio, 2018.

A. Selección de rodamientos

Se aprecia rodamientos en los puntos b y d, se calculará la fuerza cortante resultante en cada punto y en base a los diámetros seleccionados requeridos se seleccionará el rodamiento

Punto b

Ecuación N°35: Selección de rodamientos en el eje sistema de arrastre

$$V_b = \sqrt{V_{by}^2 + V_{bz}^2}$$

$$V_B = \sqrt{1729.5^2 + 361.4^2} = 1766.8 \text{ N}$$

$$\text{Diámetro interior requerido} = D_b = 20 \text{ mm}$$

Punto d

$$V_d = \sqrt{V_{dy}^2 + V_{dz}^2}$$

$$V_d = \sqrt{-1729.5^2 + 361.4^2} = 1766.86 \text{ N}$$

$$\text{Diámetro interior requerido} = D_d = 20 \text{ mm}$$

En base a estos datos podemos ubicar un rodamiento en la siguiente tabla que satisfaga los requerimientos.

d **12 – 22** mm

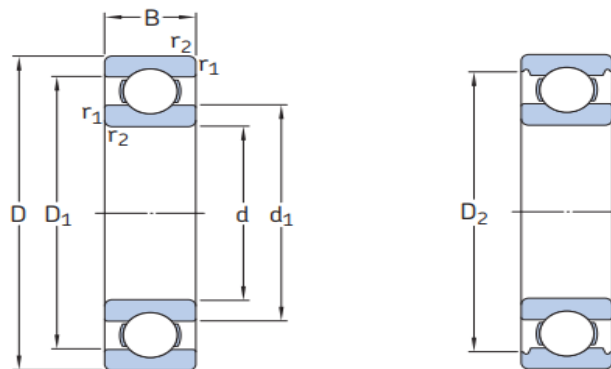


Figura N°12. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
Fuente: SKF, 2018.

La selección de rodamientos en el sistema de arrastre ver anexo N°.33. En vista a la tabla se deduce que para el rodamiento en el punto b y d se usará la designación 61804 que excede la fuerza requerida

3.6.1.3. Cálculo del diámetro del eje inferior del sistema de arrastre

El eje inferior de tracción de alimentación de caña gira por conducción proveniente de la caña de azúcar. De acuerdo a cálculo anterior estos ejes representan los apoyos B y C y las cargas de diseño empleadas son las máximas alcanzadas:

Fuerza cortante: 835 N (alcanzado en C)

Momento flector: 55.35 Nm (alcanzado en B)

Datos:

Velocidad de rotación : 40 RPM

Potencia recibida: 0.25 HP : 0.1865 kW

Potencia entregada: 0.25 HP = 0.1865 kW

Factor de diseño: 2

Diámetro rodillo: 32 mm

Propiedades del acero inoxidable

Resistencia a la fatiga S_n 43 ksi : 296.5 MPa

Factores de confiabilidad (C_r): k_e Asumiendo a 99% $\rightarrow K_e$: 0.814

Factor geométrico: C_s : 0.845

Valor real de esfuerzo a la fatiga S'_n : 29.57 Ksi: 203.88 MPa

Factor de Diseño: N : 2

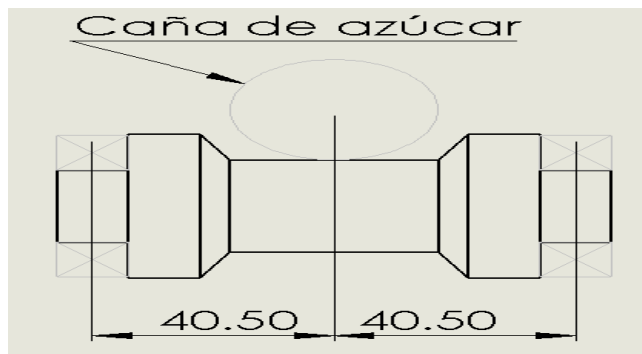


Figura N°13. Diámetro de eje inferior del sistema de arrastre
Fuente: Elaboración Propia, 2018.

Tabla N°24. Material AISI 304 para el eje inferior del sistema de arrastre

Designación (número AISI)	Condición	S_u (M Pa)/(ksi)	S_y (M Pa)/(ksi)	% de elongación
304	Estirado en frio	600 / 87	195 / 28.3	45

Fuente: Shigley octava edición ,2018.

Distribución de potencias

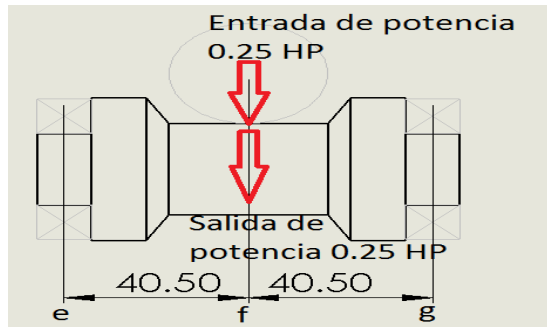


Figura N°14. Distribución de potencia en eje Inferior del sistema de arrastre

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

A. Calculo de las fuerzas sobre los elementos en el punto f

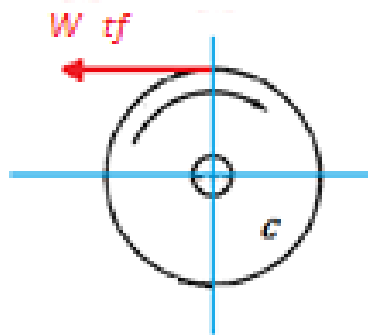


Figura N°15. Fuerzas que actúan en el punto f en el eje inferior

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

Estos cálculos se realizaron previamente y los resultados fueron:

Fuerza cortante: 835 N (alcanzado en C)

Momento flector: 55.35 Nm (alcanzado en B)

$$W_{tf} = \frac{2 \cdot T_f}{D_f}$$

Donde:

W_{tf} = Fuerza tangencial en f (N)

D_f = Diámetro primitivo de rodillo de arrastre (m)

$$W_{tf} = \frac{2 \times 55.35}{0,032} = 3459 \text{ N}$$

B. Cálculo de las reacciones y momentos En el plano x – y ver anexo N°.26

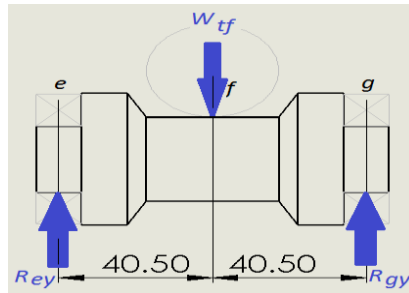


Figura N°16. Reacciones y momentos en el eje inferior plano x-y

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

C. Diseño de diámetros mínimos

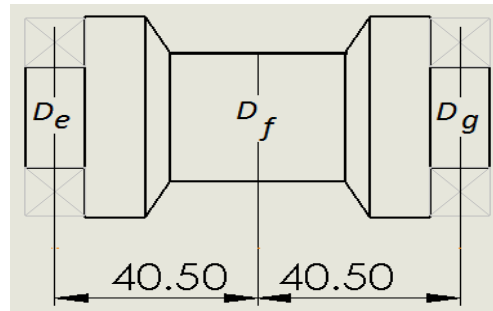


Figura N°17: Diseño de diámetros mínimos en el eje inferior

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

Se empleará la ecuación:

$$D = \left[\frac{32 * (N)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

D : Diámetro del eje (m).

N : Factor de seguridad.

K_t : Factor de concentración de esfuerzos.

M : Momento flector máximo (Nm).

S'_n : Resistencia a la fatiga corregida (N/m²).

T : Momento torsor (Nm).

S_y : Resistencia a la fluencia (N/m²).

Punto e. En este punto no tenemos momento torsor ni flector, pero existen fuerzas cortantes y un chaflán agudo se empleará $K_t = 3$ y la ecuación

$$D = \sqrt{\frac{2.94(K_t)(V)(N)}{S'_n}}$$

$$V_e = \sqrt{V_{ey}^2 + V_{ez}^2}$$

$$V_e = \sqrt{1729.5^2 + 0^2} = 1729.5 \text{ N}$$

$$D_e = \sqrt{\frac{2.94(3)(1729.5)(2)}{203880000}} = 0.012 \text{ m}$$

$$D_d = 12 \text{ mm}$$

En el punto f. En este punto tenemos la carga ejercida por la caña de azúcar que está siendo conducida. Cuenta a la derecha y a la izquierda con chaflanes redondeados, por tanto $K_t = 3$

$$D_f = \left[\frac{32 * (2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{(3) * (70.04)}{203880000} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.0276 \text{ m}$$

$$D_f = 27.6 \text{ mm}$$

En el punto g. En este punto no tenemos momento torsor ni flector, pero existen fuerzas cortantes y un chaflán agudo se empleará $K_t = 3$ y la ecuación

$$D = \sqrt{\frac{2.94 * (K_t) * (V) * (N)}{S'_n}}$$

$$V_g = \sqrt{V_{gy}^2 + V_{gz}^2}$$

$$V_g = \sqrt{1729.5^2 + 0^2} = 1729.5 \text{ N}$$

$$D_g = \sqrt{\frac{2.94 * (3) * (1729.5) * (2)}{203880000}} = 0.012 \text{ m}$$

$$D_g = 12 \text{ mm}$$

Tabla N° 25: Resultado de selección de diámetros inferior en el sistema de arrastre

Punto	Diámetro mínimo calculado (mm)	Diámetro seleccionado (mm)	Justificación
e	12.0	20.0	Mantener el tipo de rodamiento como en b de eje superior y evitar sobre costos.
f	27.6	32.0	Calculado inicialmente para cumplir con demanda de producción.
g	12.0	20.0	Mantener el tipo de rodamiento como en b de eje superior y evitar sobre costos.

Fuente: Propio, 2018.

D. Selección de rodamientos

Se aprecia rodamientos en los puntos e y g, se calculará la fuerza cortante resultante en cada punto y en base a los diámetros seleccionados requeridos se seleccionará el rodamiento.

Punto e

$$V_e = \sqrt{V_{ey}^2 + V_{ez}^2}$$
$$V_e = \sqrt{1729.5^2 + 0^2} = 1729.5 \text{ N}$$

Diámetro interior requerido = $D_b = 20 \text{ mm}$

Punto g

$$V_g = \sqrt{V_{gy}^2 + V_{gz}^2}$$
$$V_g = \sqrt{-1729.5^2 + 0^2} = 1729.5 \text{ N}$$

Diámetro interior requerido = $D_d = 20 \text{ mm}$

En base a estos datos podemos ubicar un rodamiento en la siguiente tabla que satisfaga los requerimientos.

La selección de rodamientos del eje inferior del sistema de arrastre se muestra en el anexo N°.35

3.6.1.4. Diseño del resorte del sistema de arrastre



Figura N°18. Resorte helicoidal de compresión

Fuente: Resortes helicoidales y sus características, 2016

EL desplazamiento lineal será: 15 mm

Cada uno de los 04 resortes soportara una masa de: 308 g correspondientes a la suma de masas del rodillo de arrastre inferior (803.75 g), soportes de rodamientos (2x196.12 g), rodamientos (2x18.0 g). Esto constituye la fuerza de pre carga o F_i .

Al adicionar el peso de la caña (1500 g) de forma compartida la fuerza de operación o F se calculará con la masa de 683 g.

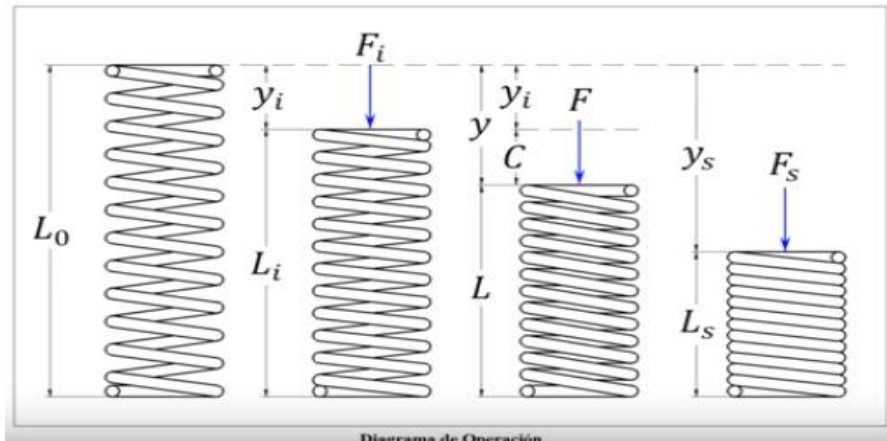


Figura N° 19. Operación del resorte

Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert L.Mott

Donde:

L_o : Longitud inicial o libre(mm).

L_i : Longitud de precarga o instalación(mm) .

L : Longitud de operación o trabajo(mm) .

L_s : Longitud última o salida(mm) .

Ecuación N°36: Constante de elasticidad del resorte

$$K = \frac{F_i}{Y_i} = \frac{F}{Y}$$

Donde:

K : Constante de elasticidad(mm)

F_i : Fuerza de instalación(mm)

Y_i : Cambio de longitud L_0-L_1 (mm)

F : Fuerza de operación(mm)

Y : Cambio de longitud L_0-L (mm)

$$F = 683 \text{ g} = 6.7 \text{ N}$$

$$F_i = 308 \text{ g} = 3.02 \text{ N}$$

Como

$$Y = Y_i + c$$

$$\frac{F_i}{Y_i} = \frac{F}{Y_i + C} \quad \rightarrow \quad Y_i = \frac{C}{\frac{F}{F_i} - 1}$$

Luego encontramos los parámetros de operación y la instalación del resorte

$$Y_i = \frac{C}{\frac{F}{F_i} - 1} = \frac{10}{\frac{683}{308} - 1} = 8.2 \text{ mm}$$

Por lo tanto

$$K = \frac{F_i}{Y_i} = \frac{308 \text{ g}}{8.2 \text{ mm}} = 0.368 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Se encuentra la deformación en la operación

$$Y = \frac{F}{K} = Y_i + c = \frac{6.7 \text{ N}}{0.368 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 18.2 \text{ mm}$$

Características del resorte

Material: acero inoxidable (A313).

Extremos de resorte: Ambos extremos a escuadra.

Índice del resorte: $4 \leq C \leq 12$.

Espiras activas $3 \leq Na \leq 15$.

Factor de seguridad para longitud solida $L_s \quad n = 1.5$.

Linealidad robusta uso del 75% de la característica lineal del resorte ($\xi = 0.15$).

Diseñado como un resorte libre guiado por espigas.

Se selecciona varios diámetros de las cuales se elige el más apropiado para su correcto funcionamiento, a continuación, se presenta el proceso del cálculo para un diámetro de alambre $d = 1.4 \text{ mm}$

La selección de diámetros normalizados de alambre para selección del resorte se muestra en el anexo N°35

Ecuación N°37: Esfuerzo ultimo para el resorte del sistema de arrastre

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Donde:

S_{ut} : Esfuerzo último

d : Diámetro (mm)

A : Constantes experimentales

m : Constantes experimentales

La grafica de S_{ut} contra d es una función potencia, tomaremos el valor de A de acuerdo al diámetro seleccionado.

Tabla N°26. Constante experimentales para selección del resorte del sistema de arrastre

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A , kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A , MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite [†]	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro [‡]	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio [§]	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.100-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

Fuente: Shigley, Octava Edición, 2008.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{1867}{1.4^{0.146}} = 1777.5 \text{ MPa}$$

Luego hallaremos la resistencia la cadencia

$$S_{sy} = K_{SS} S_{ut} = 0.35 * 1777.5 = 622 \text{ MPa}$$

Donde:

S_{sy} : Resistencia a la cadencia (MP).

K_{SS} : Factor TED .

S_{ut} : Esfuerzo ultimo.

En nuestro caso el resorte se utiliza alrededor de espigas con una holgura de 0.5 mm

Ecuación N°38: Diámetro medio del resorte

$$D = d_{\text{espiga}} + d + \text{Holgura}$$

$$D = 17\text{mm} + 1.4\text{mm} + 0.5\text{mm} = 18.9\text{mm}$$

Calculamos el diámetro exterior y el diámetro interior

$$D_E = D + d = 18.9\text{mm} + 1.4\text{mm} = 20.3\text{mm}$$

$$D_I = D - d = 18.9\text{mm} - 1.4\text{mm} = 17.5\text{mm}$$

Índice del resorte

$$c = \frac{D}{d} = \frac{18.9\text{mm}}{1.4\text{mm}} = 13.5$$

Factor de aumento de esfuerzo cortante de Bergstrasser K_B

$$K_B = \frac{(4c + 2)}{(4c - 3)} = \frac{(4 * 13.5) + 2}{(4 * 13.5) - 3} = 1.098$$

Esfuerzo cortante de longitud sólida

$$J_s = \frac{K_B * 8(1 + \xi) * F}{\pi * d^3} = \frac{1.098 * 8(1 + 0.15) * 6.7}{\pi * 1.4^3} = 7.85\text{MPa}$$

Las propiedades mecánicas del alambre se muestran en el anexo N°37

Calculamos las espiras activas del resorte

Ecuación N° 39: Espiras del resorte del sistema de arrastre

$$N_a = \frac{G * d^4 * Y}{8 * D^3 * F} = \frac{(69 * 10^9)\text{Pa} * 0.0014^4\text{m} * 0.0182}{8 * 0.0189^3 * 6.7\text{N}} = 13\text{ vueltas}$$

Las espiras totales será la suma de las espiras activas y las espiras muertas (Q) ocasionadas por el tratamiento de los extremos del resorte

Valores Q de acuerdo al tipo de extremos de los resortes

Tabla N°27. Constante de según tipo de extremos de los resortes

Características	Q	Q'
Extremos sencillos	0	1
Extremos sencillos, esmerilados	1	1
Extremos a escuadra o cerrados	1	3
Extremos a escuadra y esmerilados	2	1

Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert mott

Para nuestro caso tenemos extremos a escuadra o cerrados, utilizamos $Q=1$

Ecuación N° 40: Espiras total del resorte del sistema de arrastre

$$N_t = N_a + Q$$

Donde:

N_t : Espiras totales (Vueltas)

N_a : Espiras activas del resorte (Vueltas)

Q : Espiras muertas

$$N_t = 13 + 1 = 14 \text{ Vueltas}$$

Se calculará todas las longitudes de operación del resorte: Longitud sólida, libre de instalación y de trabajo.

Ecuación N° 41: Longitud sólida del resorte del sistema de arrastre

$$L_s = (N_a + Q')d = (13 + 1)(1.4) = 19.6 \text{ mm}$$

$$L_o = L_s + (1 + \xi)Y = 19.6 + (1 + 0.15)18.2 = 40.53 \text{ mm}$$

$$L_i = L_o - y_i = 40.53 - 8.2 = 32.3 \text{ mm}$$

$$L = L_o - Y = 40.53 - 18.2 = 22.3 \text{ mm}$$

3.6.2. Diseño de eje porta cuchillas

El eje será el encargado de transmitir el movimiento a las cuchillas que permitirán el corte de la caña de azúcar.

Dicho eje tendrá un diámetro exterior de 80 mm y 52 mm de diámetro interno con una longitud 300 mm el cual servirá de guía y a la vez sujetar a las cuchillas de corte teniendo un vacío entre sí para dejar caer la viruta de corteza, estas características se han considerado en función al diámetro de la caña de azúcar.

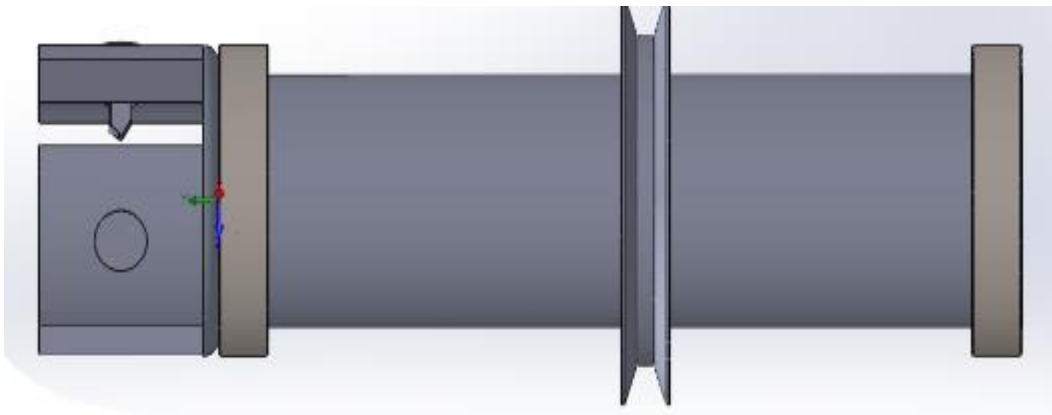


Figura N°20. Eje hueco porta cuchillas.

Fuente: Propio, 2018.

3.6.2.1. Cálculo analítico del eje porta cuchillas

Cálculo del volumen del tambor con la siguiente formula

Ecuación N°42: Volumen del tambor giratorio

$$v = l * A = l * \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)$$

$$v_1 = 0.055 * \frac{\pi}{4} * (0.08^2 - 0.052^2) = 1.5965574 * 10^{-4} m^3$$

Al volumen de la sección N°01 se le resta los vacíos del corte y chaflan quedando lo siguiente:

$$\begin{aligned} v_1 &: 1.5965574 * 10^{-4} - (2.184938 * 10^{-5} * 3) - (7.43995 * 10^{-6}) \\ &= 8.666765 * 10^{-5} m^3 \end{aligned}$$

$$v_2 = 0.245 * \frac{\pi}{4} * (0.065^2 - 0.052^2) = 2.926746986 * 10^{-4} m^3$$

$$v_T = 3.793423486 * 10^{-4} m^3 = 379.34 \text{ cm}^3$$

Dónde:

v : Volumen del tambor (m^3).

A : Area (m^2).

l : Longitud (m).

D : Diametro mayor (m).

d : diametro menor (m).

Calculamos la masa del tambor considerando que la densidad del acero inoxidable austenítico es de $8000 \frac{kg}{m^3}$

Ecuación N° 43: Densidad del material del tambor

$$m = \rho * v = 3.793423486 * 10^{-4} * 800 = 3 \text{ Kg}$$

Dónde:

m : Masa (kg).

ρ : Densidad del material ($\frac{kg}{m^3}$).

v : Volumen del material (m^3).

Cálculo de la inercia del tambor con la siguiente formula

Ecuación N°44: Cálculo del momento de inercia para un tubo hueco

$$I = \frac{m}{2} (r_{Ext}^2 + r_{Int}^2) = \frac{3}{2} (0.04^2_{Ext} + 0.026^2_{Int}) = 3.414 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Dónde:

m : Masa (kg).

r_{Int} : Radio interno (m).

r_{Ext} : Radio externo (m).

Velocidad angular de trabajo. Las máquinas con estas características de trabajo trabajan en rangos de velocidades angulares entre 500 a 600 rpm, en este caso se trabajará con un valor de 600 rpm. (Carvajal.R, 2017) .

$$\omega = 600RPM = 62.83 \frac{Rad}{s}$$

Al remplazar el momento de inercia y la velocidad angular, se obtiene la energía cinética.

Ecuación N° 45: Energía cinética.

$$E_{Rot} = \frac{1}{2} I_X * \omega^2 = \frac{1}{2} * 3.414 * 10^{-3} * 62.83^2 = 7J$$

Se considera un tiempo el cual es el tiempo en que demora en dar una revolución el tambor t_c .

$$t_c = 0.1s$$

Entonces la potencia que se requiere para girar el tambor y cortar 1 mm de corteza de caña de azúcar será calculado por la siguiente ecuación

Ecuación N°46: Potencia requería para girar el tambor

$$P_g = \frac{E_r}{t_c} = \frac{7J}{0.1s} = 70W$$

Dónde:

P_g : Potencia del tambo(W).

E_r : Energía de rotación (J).

T_c : Tiempo de corte (s).

Potencia total de trabajo. Se obtiene sumando la potencia de giro del tambor y las potencias de corte

Ecuación N°47: Potencia total de trabajo

$$P_{TT} = 70W + 78W = 148W = 0.148KW = 0.2HP$$

3.6.2.2. Calculo teórico del eje porta cuchillas

A. Calculo estático

Fuerzas que ejercen sobre el eje hueco porta cuchillas

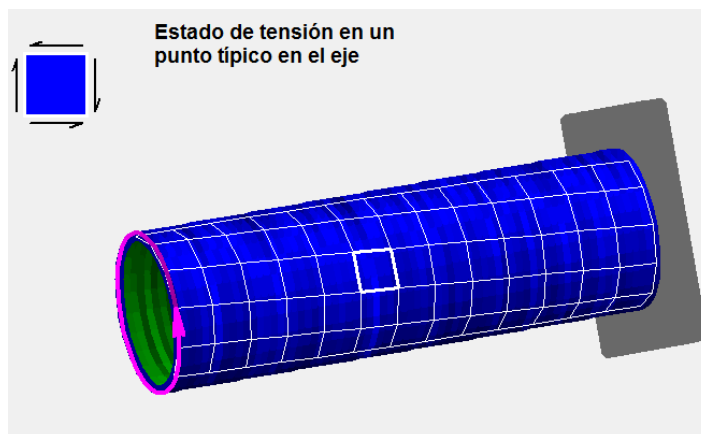


Figura N°21. Torción del eje hueco porta cuchillas
Fuente: Propio, 2018.

Datos Entrada	salida
Par de torsión 1.228 N-m	Esfuerzo de cizalladura 0.03857 MPa
Diámetro exterior 0.065 m	Espesor de pared 0.0065 m
Radio ID / OD 0.800	Momento Polar de Inercia 1.03466E-06 m ⁴
Longitud del eje 0.300 m	Ángulo de giro 272.01E-6 grados
Módulo de corte 75.000 MPa	Esfuerzo cortante máximo, e 0.03857MPa
	Tensión normal máxima, e 257.1533E-09 m / m (0.2572micras)
	Tensión de cizalla máxima, g 514.305E-09 m / m (0.5143E-09 micro radianes)

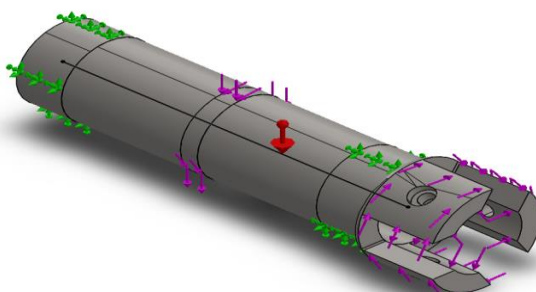


Figura N°22. Fuerzas que ejercen sobre el eje
Fuente: Propio, 2018.

El análisis estático del eje principal se muestra en el anexo N°38

Con los diagramas de momento flector y fuerza cortante obtenemos los valores máximos que va a soportar la lámina.

$$V_{max} = 17.72 \text{ N}$$

$$M_{flector,max} = 1.25 \text{ N.m}$$

A) Cálculo del diámetro del eje por carga estática:

Usando la teoría de la energía por el criterio de Von Mises se predice el diámetro más pequeño donde la falla empezara a ocurrir.

Ecuación N°48: Cálculo del diámetro del eje por carga estática

$$d = \left(\left(\frac{32 * n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3} \right)$$

Se tomó como factor de seguridad 2 (ver anexo 10) y un torque 1.228 N.m

Calculo del diámetro para el punto A

$$d = \left(\left(\frac{32 * (2)}{\pi(276) * (10^6)} \sqrt{1.25^2 + \frac{3}{4} 1.228^2} \right)^{1/3} \right)$$

$$d = 0.0053 \text{ m} = 1/2 \text{ Pulg}$$

Se tomará con estos valores un diámetro en la sección A de 65 mm para poder evitar la concentración de esfuerzos en el cambio de sección y la sección B será de 80 mm medidas normalizada del eje.

B) Cálculo del diámetro del eje por diseño a la fatiga:

Teniendo en cuenta el criterio por falla por fatiga de Soderberg el eje será diseñado un criterio muy conservador que protege de la fluencia y la ecuación característica es:

Ecuación N°49: Cálculo del diámetro del eje por diseño a la fatiga

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Donde:

σ'_a : Tension equivalente alterna.

σ'_m : Tension equivalente media.

S_e : Resistencia a la fatiga para vida infinita.

S_y : Tension a la fluencia del material.

Empezaremos calculando

Ecuación N°50: Resistencia a la fatiga para vida infinita

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

Dónde:

K_a : Factor de la condicion superficial

K_b : Factor de modificacion de tamaño

S'_e : Resistencia obtenida del tambor

Las propiedades del material son:

$$S_y = 206 MPa$$

$$S_{ut} = 517 MPa$$

Para encontrar el valor de factor de condición superficial se tiene

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

Dónde:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Tabla N°28.Parametros en el factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipsen, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducido por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Fuente: Shigley Octava edición ,2008

Entonces se tendrá

$$K_a = 4.51 * 517^{-0.265}$$

$$K_a = 0.861$$

Para el factor de tamaño tenemos la siguiente condición:

$$K_b = 51 < d \leq 254 \text{ mm}$$

El diámetro a tomar es de 80 mm y lo analizaremos si es el adecuado con el factor de seguridad.

$$K_b = 1.51 * (80)^{-0.157}$$

$$K_b = 0.76$$

Para el factor de temperatura debido a la flexión es

$$K_c = 1$$

Para el factor de temperatura supere los 200°

$$K_d = 1.020$$

La confiabilidad será del 90% entonces se tiene

$$K_e = 0.897$$

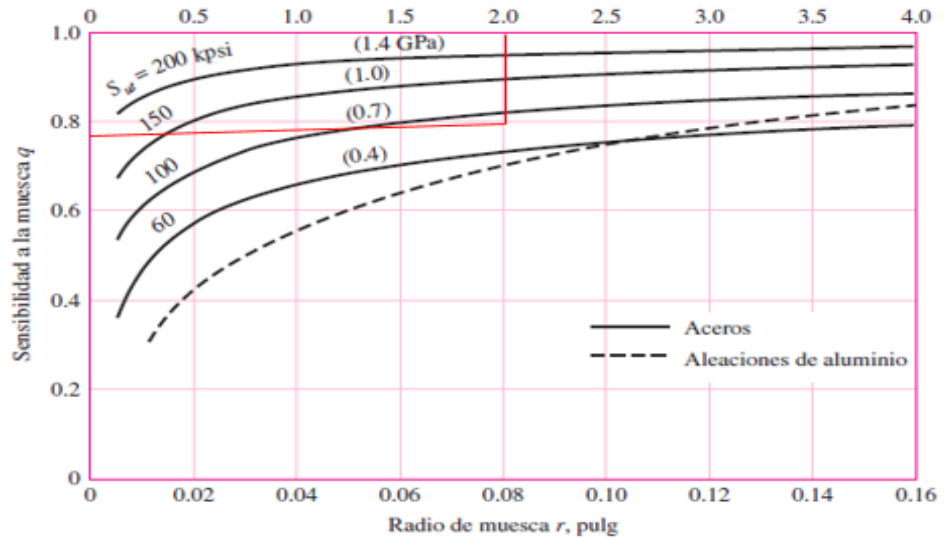
Para obtener el valor de:

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

Las dimensiones propuestas son:

$$D = 80 \text{ mm} ; d = 62 \text{ mm y } r = 2$$

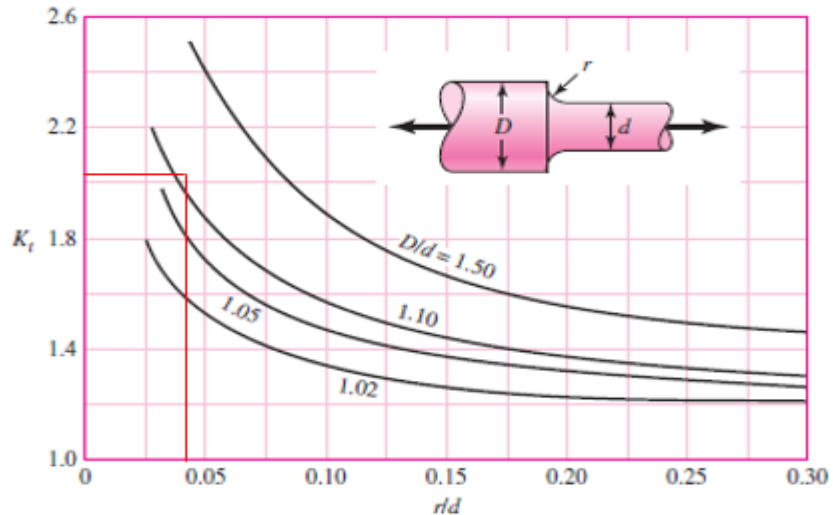
Tabla N°29. Grafica de sensibilidad a la muesca



Fuente: Shigley octava edición ,2008.

$$q = 0.76$$

Tabla N° 30. Concentración de esfuerzos.



Fuente: Shigley octava edición ,2008.

$$K_t = 1.9$$

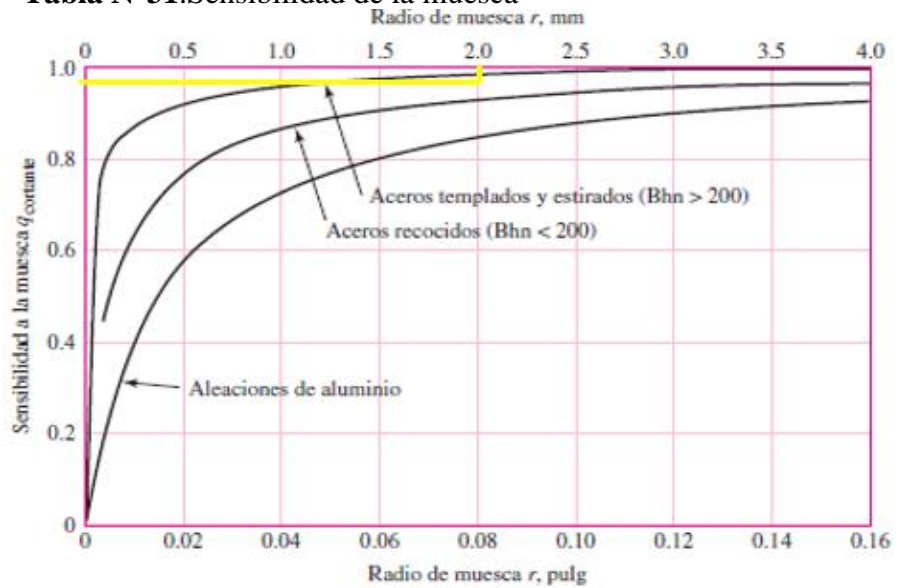
$$K_f = 1 + 0.76(1.9 - 1)$$

$$K_f = 1.68$$

Para el cálculo de:

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

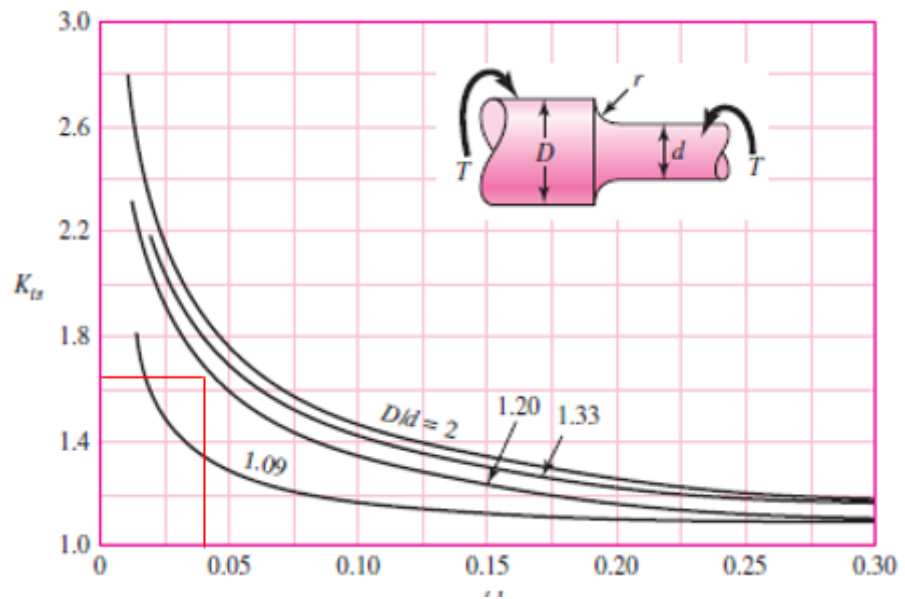
Tabla N°31. Sensibilidad de la muesca



Fuente: Shigley octava edición ,2018

$$q_s = 0.97$$

Tabla N°32. Factor de concentración de esfuerzos.



Fuente: Shigley octava edición ,2008.

$$K_t = 1.6$$

$$K_{fs} = 1 + 0.97(1.6 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.5$$

El esfuerzo equivalente y de Von Mises debidas al esfuerzo alternante y medio se calcula con las siguientes formulas:

Ecuación N°51: Esfuerzo Von Mises

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad ; \quad \sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

Donde:

$$\sigma_a = \frac{M_a}{\frac{I}{c}} \quad ; \quad \sigma_m = \frac{M_m}{\frac{I}{c}}$$

$$\tau_a = \frac{T_a}{\frac{I_o}{c}} \quad ; \quad \tau_m = \frac{T_m}{\frac{I_o}{c}}$$

Donde:

σ_a ; σ_m : Tensiones normales alterna y media

τ_a ; τ_m : Tensiones tangenciales alterna y media.

K_f ; K_{fs} : Factores de concentracion de esfuerzo.

K_t ; K_{ts} : Factores e concentracion de esfuerzo normal.

q ; q_s : Factores de sensibilidad de la muesca.

M_a ; T_a : Valores alternos del momento flector y torsor.

M_m ; T_m : Valores medios del momento flector y torsor.

Otras consideraciones que hay que tener en cuenta es lo que indican las siguientes graficas más conservadoras

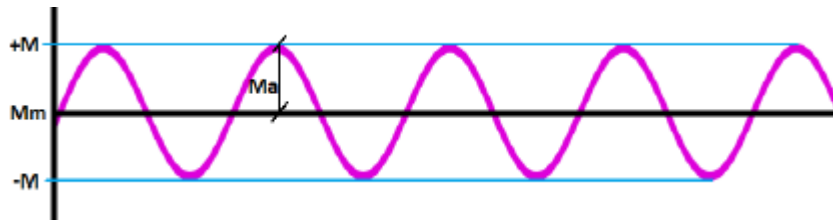


Figura N°23. Ciclos de un momento flector alternante con inversión
Fuente: Propio, 2018

Dónde:

Ecuación N°52: Momento flector alternante

$$M_a = M \text{ y } M_m = 0$$

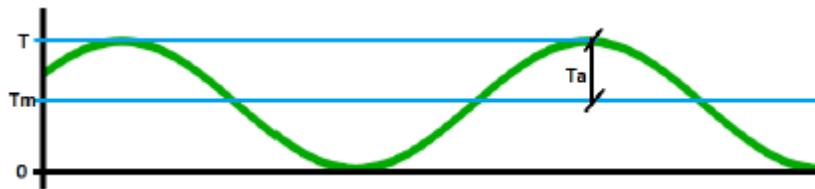


Figura N°24. Ciclos de un momento torsor alterno pulsátil
Fuente: Propio, 2018

Ecuación N°53: Ciclo de un momento torsor

$$T_a = T_m = 0.5T$$

En el diagrama de cuerpo libre nuestro torque era de:

$$T = 1.228 \text{ Nm}$$

$$MRA = 1.25 \text{ N.m} = M_a$$

$$T_m = 0.5T$$

$$T_m = 0.5(1.228)$$

$$T_m = 0.614 \text{ N.m}$$

$$\sigma_a = \frac{1.25}{\frac{\pi}{4} \frac{(0.0325^4 - 0.026^4)}{32}} \quad ; \quad \sigma_m = \frac{0}{\frac{\pi(0.08^3)}{32}}$$

$$\sigma_a = 77.32 \text{ Mpa} \quad ; \quad \sigma_m = 0$$

$$\tau_a = \frac{0.614}{\frac{\pi}{4}(0.0325^4 - 0.026^4)} \cdot \frac{1.228}{16} ; \tau_m = \frac{1.228}{\frac{\pi(0.08^3)}{16}}$$

$$\tau_a = \tau_m = 18.98 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{77.32^2 + 3 * 18.98^2} ; \sigma'_m = \sqrt{0^2 + 3 * 18.98^2}$$

$$\sigma'_a = 84.01 \text{ Mpa} ; \sigma'_m = 32.87 \text{ Mpa}$$

$$s'_e = 0.5 Sut \quad Sut \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.861 * 0.76 * 1 * 1.02 * 0.897 * 1.68 * 1.5 * (0.5 * 568) \text{ Mpa}$$

$$S_e = 434 \text{ Mpa}$$

Ecuación N°54: Factor de seguridad método soderberg

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{\frac{84.01}{434} + \frac{32.87}{206}}$$

$$n = 2$$

3.6.2.3. Análisis del eje porta cuchillas con software FEA

Se procedió primero al diseño del eje porta cuchillas y posteriormente se simuló el modelo en elementos finitos utilizando el software SOLIDWORKS en la figura N°57 se aprecia el eje sometido a fuerzas.

Tabla N°33. Resultado de análisis estático del eje porta cuchillas

Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Tensiones 1	VON: Tensión de von mises	3.974*10 ¹ N/m ²	3.025*10 ⁶ N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.00 mm	1.293*10 ⁻³ mm
Factor de seguridad	Automático	2	2
Propiedades del Material			
	Nombre	Acero AISI 304	
	Limite elástico	2.06807*10 ⁸ N/m ²	
	Límite de tracción	5.17017*10 ⁸ N/m ²	

Fuente: Propio, 2018.

De la tabla anterior se define que las tensiones son mínimas comparado con el límite elástico por otro lado el factor de seguridad es 2 y el desplazamiento máximo es 0.001293mm. Por lo que se concluye que el eje no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1.

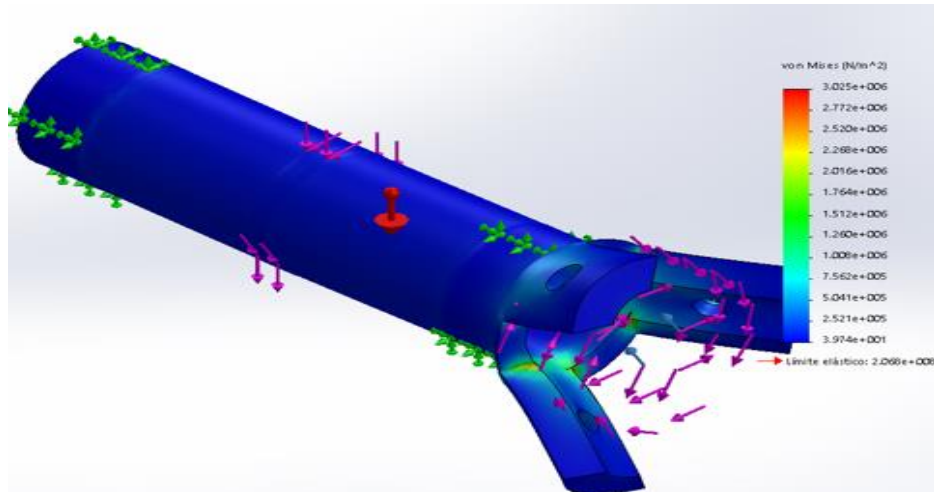


Figura N°25. Análisis estático tensiones en el eje.
Fuente: Propio,2018

El esfuerzo de Von Misses oscila entre $3.974 \times 10^1 \text{ N/m}^2$ y $3.025 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, para un límite elástico de 206 MPA, por lo que el diseño del eje no fallara.

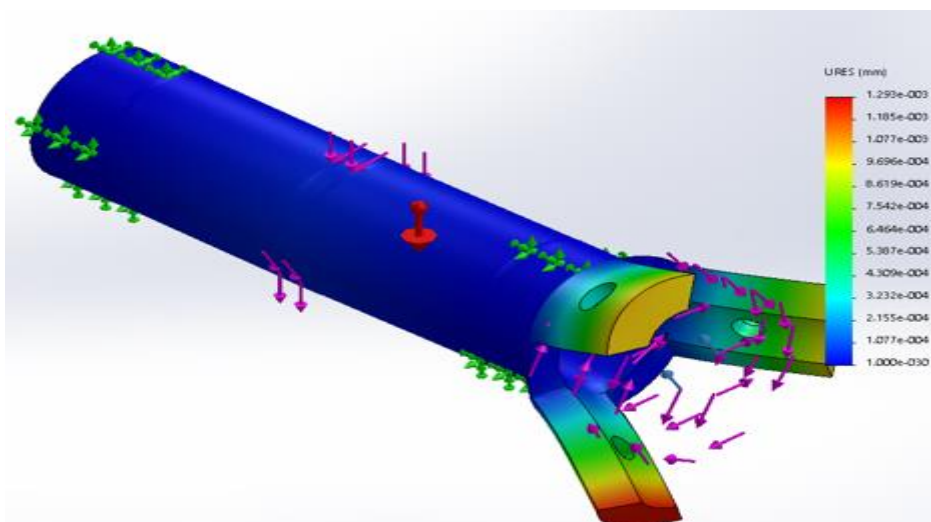


Figura N°26. Analisis estático desplazamiento en el eje.
Fuente: Propio,2018.

De la figura N° 26 se observa que el desplazamiento máximo es de 0.001293 mm menor a uno garantizando que no fallara por resistencia mecánica.

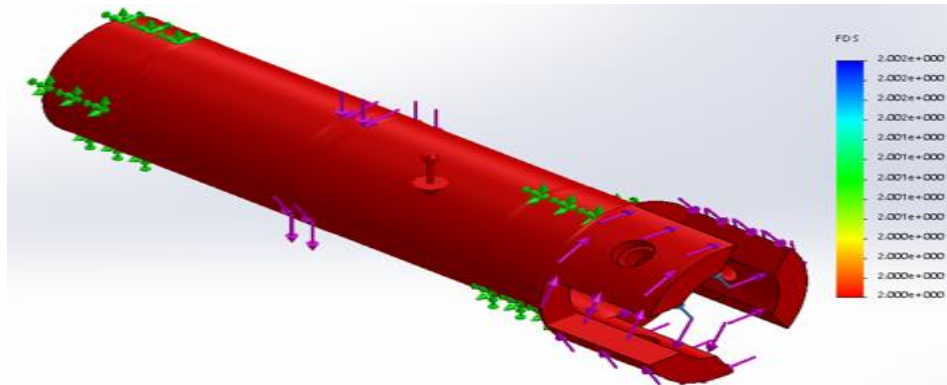


Figura N° 27. Analisis estático -Factor de seguridad del eje
Fuente: Propio, 2018.

El eje porta cuchillas presenta un factor de seguridad de 2 con este valor garantizamos que el eje no fallara por resistencia mecánica.

3.6.3. Sistema de corte

Las cuchillas estarán ancladas en el eje dispuestas con un resorte de tal manera que se adapte al diámetro de la caña a un ángulo de 120° (2.09 rad) cada una y genere un corte de 1 mm de corteza

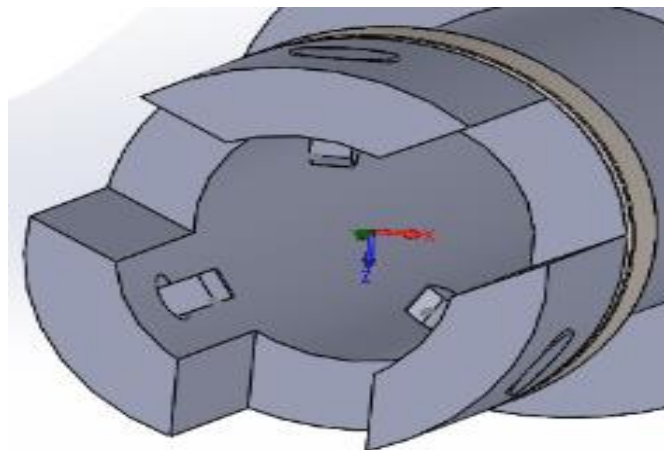


Figura N°28. Mecanismo de corte.
Fuente: Propio, 2018.

3.6.3.1 Cálculo analítico torneado general

Calcular los valores correctos para los diferentes parámetros de mecanizado, como velocidad de corte y husillo es un factor crucial para obtener un buen resultado. En esta sección encontrará las fórmulas y definiciones necesarias para torneado en general.

A. Cálculo de la velocidad de corte

Ecuación N°55: Velocidad de corte

$$V_c = \frac{D_m * \pi * n}{1000}$$

Donde:

v_c : Velocidad de corte ($\frac{m}{min}$).

D_m : Dimetro mecanizado en mm.

n : Velocidad del usillo en rpm.

B. Calculo de la velocidad del eje porta cuchillas

Ecuación N° 56: Velocidad del eje porta cuchillas

$$n = \frac{v_c * 1000}{\pi * D_m}$$

Donde:

v_c : Velocidad de corte ($\frac{m}{min}$).

D_m : Dimetro mecanizado en mm.

n : Velocidad del tambor en rpm.

C. Cálculo de la velocidad de arranque de viruta de corteza Q ($\frac{cm^3}{min}$)

Ecuación N° 57: Velocidad de arranque de viruta de corteza de la

$$Q = v_c * a_p * f_n$$

Donde:

Q : Regimen de arranque de viruta $\left(\frac{cm}{min}\right)$.

v_c : Velocidad de corte $\left(\frac{m}{min}\right)$.

a_p : Profundidad de corte mm.

f_n : Avance de revolución $\left(\frac{mm}{r}\right)$.

D. Cálculo de la potencia neta

Ecuación N°58: Potencia neta

$$P_c = \frac{v_c * a_p * f_n * k_c}{60 * 10^2}$$

Donde:

P_c : Potencia neta (KW).

v_c : Velocidad de corte $\left(\frac{m}{min}\right)$.

a_p : Profundidad de corte mm.

f_n : Avance de revolución $\left(\frac{mm}{r}\right)$.

K_c : Fuerza de corte especifica $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$.

E. Cálculo del tiempo de mecanizado $T_c(\text{min})$

Ecuación N°59: Tiempo de mecanizado de la caña

$$T_m = \frac{l_m}{f_n * N}$$

Donde:

T_m : Tiempo de mecanizado (min).

l_m : Longitud mecanizada (mm).

N : Velocidad del tambor en rpm.

Nuestro proceso de corte se asemeja al de torneado con tres herramientas distribuidas cada 120° (en este caso las herramientas giran cortando alrededor del material).

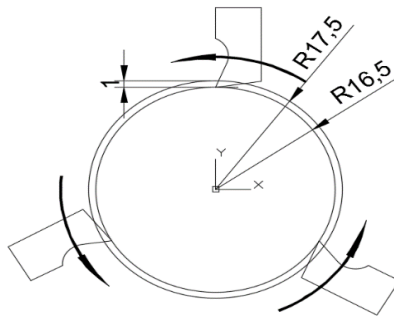


Figura N° 29. Angulo de corte y geometría.
Fuente: Propio, 2018.

Esta disposición de herramientas combinado con el avance de alimentación genera el equivalente a un roscado de tres entradas con paso aparente = paso real / 3.

F. Calculamos el paso real:

Asumimos una velocidad de rotación del tambor porta cuchillas de 600 min⁻¹.

$$N: \frac{600}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 10 \text{ s}^{-1}$$

Siendo la velocidad lineal de alimentación = 0.067 m/s = 67 mm/s

G. El paso real se calcula así:

Ecuación N° 60: Paso real de la profundidad de la herramienta de corte

$$P_r = \frac{V_l}{N} = \frac{67 \text{ mm/s}}{10 \text{ rps}} = 6.7 \text{ mm/r}$$

Donde:

V_l : Velocidad lineal de alimentación ($\frac{\text{mm}}{\text{s}}$).

l_m : Longitud mecanizada (mm).

N : Velocidad del tambor (rps)

H. El paso aparente se calcula así:

$$P_a = \frac{P_r}{n} = \frac{6.7 \text{ mm}}{3} = 2.23 \text{ mm}$$

Donde:

P_a : Paso aparente (mm).

P_r : Paso real (mm).

n : Número de netradas(mm).

Este resultado nos permite determinar el ángulo mínimo de filo de la herramienta para que con la profundidad de corte de 1 mm cubra esa distancia

Con ayuda del software AutoCAD diseñamos herramientas del tipo desbaste a gran pasada para distintos valores comerciales de ancho, los resultados se muestran:

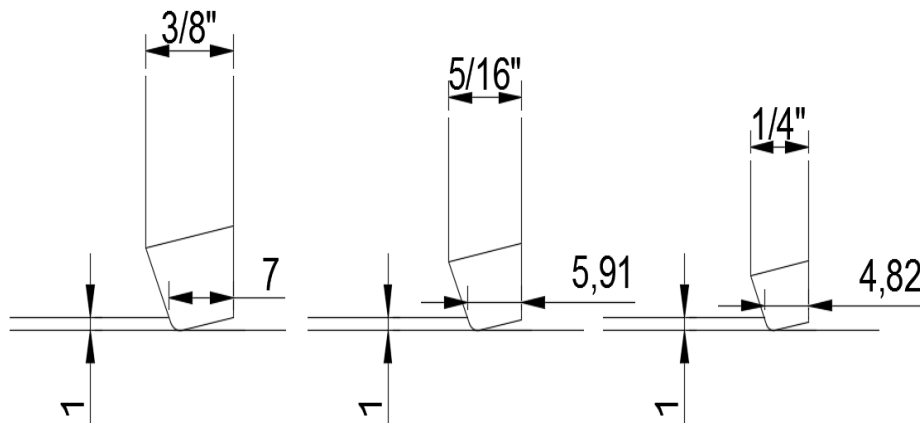


Figura N°30. Selección de cuchillas.

Fuente: Propia, 2018

Observamos que en los tres casos se supera el paso aparente de 2.23 mm, pero en el resultado menor (4.82 mm) supera el doble de 2.23, por tanto, se optó por el diseño desbaste fuerte mano izquierda, el resultado se muestra a continuación:

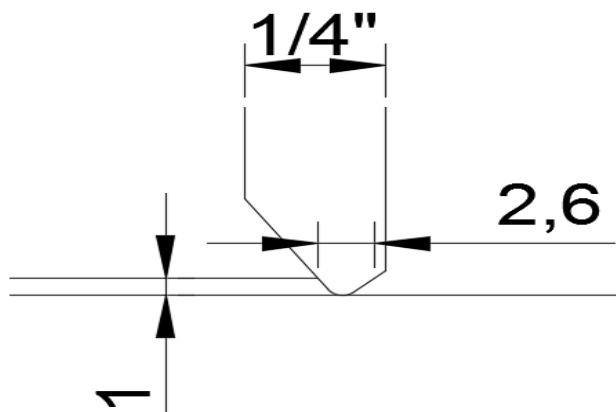


Figura N°31. Ángulo de corte y geometría seleccionado.

Fuente: Propio, 2018.

Este resultado se ajusta a las condiciones de corte requeridas para el corte de 1mm de profundidad.

Ecuación N° 61: Velocidad de corte en relación m/min.

$$V_c = \frac{D_m * \pi * n}{1000} = \frac{35 * \pi * 600}{1000} = 65.97 \frac{m}{min}$$

Ecuación N°62: Velocidad de arranque de viruta de corteza en relación cm³/min.

$$Q = V_c * a_p * f_n = 65.97 * 1 * 6,7 = 442 \text{ cm}^3/min$$

Calculamos ahora la potencia neta P_c en kW para una cuchilla:

Ecuación N°63: Potencia neta de la cuchilla

$$P_c = \frac{V_c * a_p * f_n * k_c}{60 * 10^3} = \frac{65.97 * 1 * 6.7 * 3.482}{60 * 10^3} = 0.026kW$$

P_c : Potencia neta (KW).

v_c : Velocidad de corte ($\frac{m}{min}$).

a_p : Profundidad de corte mm.

f_n : Avance de revolución ($\frac{mm}{r}$).

K_c : Fuerza de corte especifica ($\frac{N}{mm^2}$).

Ecuación N°64: Potencia total de corte requerida

$$P_{ct} = P_c * 3 = 0.026 * 3 = 0.078 \text{ kW} = 0.10 \text{ HP}$$

3.6.3.2. Cálculo de la fuerza que ejerce en la cuchilla

El cortador está formado por 3 cuchillas de acero inoxidable AISI 304 dispuestas de forma alternada para facilitar el corte de la corteza de la caña, este diseño es el más recomendable,

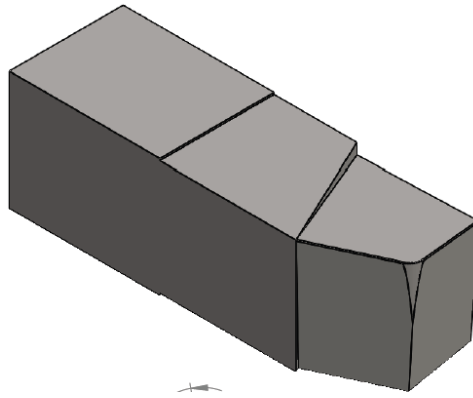


Figura N°32. Herramienta de corte
Fuente: Propio, 2018.

Fuerza producida por el peso de la caña: Expresada mediante la formula

$$F_C = \frac{w_c * g}{a * n_c} = \frac{1.5 * 9.81}{2 * 3} = 2.45 \text{ N}$$

Dónde:

F_C : Fuerza producida por el peso de la caña(N)

w_c : Peso de la caña (Kg)

g : Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

a : Número de apoyos (Und)

n_c : Número de cuchillas (Und)

Fuerza de corte: Expresada mediante la siguiente formula

$$F_C = a_p * f_n * k_c = 1 * 6.7 * 3.482 = 23.33 \text{ N}$$

Dónde:

F_C : Fuerza de corte (N)

a : Profundidad de corte(mm)

f_n : Avance de revolución ($\frac{mm}{r}$)

k_c : Fuerza de corte específica ($\frac{N}{mm^2}$)

El análisis estático de las cuchillas se muestra en el anexo N°.39

Con los diagramas de momento flector y fuerza cortante obtenemos los valores máximos que va a soportar el eje.

El máximo momento que se generan en la cuchilla son:

$$V_{Max} = \sqrt{25.45^2 + (-25.45)^2} = 35.99N$$

$$M_{Max} = \sqrt{0.3054^2 + (-0.3054)^2} = 0.4319N.M$$

A. Diseño por carga estática.

Se realizará el cálculo del factor de seguridad por carga estática y de fatiga tal como se muestra a continuación.

Ecuación N° 65: Diseño por carga estática de la cuchilla

$$\sigma' = \frac{Sy}{n}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

De donde

$$\sigma_x = \frac{M}{\frac{1}{12} * b^3 * h} \cdot \frac{b}{2}$$

$$\sigma_x = \frac{0.4319}{\frac{\frac{1}{12} * 0.004^3 * 0.015}{\frac{0.004}{2}}}$$

$$\sigma_x = 10 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2 b * h}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3(35.99)}{2 * 0.004 * 0.015}$$

$$\tau_{xy} = 0.89 \text{ MPa}$$

Con los esfuerzos máximos calculados reemplazamos en la ecuación

$$\sigma' = \sqrt{10^2 + 3 * (0.89)^2}$$

$$\sigma' = 10 \text{ Mpa}$$

Reemplazando en la ecuación y despejando el factor de seguridad se tiene

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Dónde:

S_y : *esfuerzo de fluencia del material (206 MPa)*

$$n = \frac{206 \text{ MPa}}{10 \text{ MPa}}$$

$$n = 20$$

B. Cálculo por resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga está dado por la siguiente ecuación:

Ecuación N°66: Resistencia a la fatiga de la cuchilla

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f$$

Dónde:

S_e' : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria .

K_a : factor de condición superficial.

K_b : factor de tamaño.

K_c : factor de modificación de carga.

K_d : factor de temperatura.

K_e : factor de confiabilidad.

K_f : factor de efectos diversos.

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga se tiene

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$$

El acero AISI 304 tiene un esfuerzo último de $S_{ut} = 568 \text{ MPa}$ (ver anexo 14)

$$S_e' = 0.5 * 568$$

$$S_e' = 284 \text{ Mpa}$$

Para encontrar el valor del factor de superficie se tiene

$$K_a = a * (S_t)^b$$

Los valores de a y b se encuentran en la figura 40:

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura N°33. Parámetros de la condición de Marín.

Fuente: Shigley Octava edición, 2008

Como va hacer maquinado entonces se cogerán los valores de la tabla y se replazan en la ecuación:

$$K_a = 4.51 * (568)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.83$$

Para el factor de tamaño se tiene:

Factor de tamaño.

$$K_b = 1.189 * (d)^{-0.097}$$

Si se cumple la condición:

$$8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$$

Cuando no hay carga axial se toma el valor de 1

$$K_b = 0.93$$

Para el factor de modificación de carga se toma.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

$$K_c = 1$$

Para el factor de temperatura tenemos que cuando la temperatura de funcionamiento supere los 250°C.

Tabla N°34.Factor de temperatura.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: Shigley Octava Edición,2008.

Entonces se tiene que el valor de:

$$K_d = 0.995$$

Para el factor de confiabilidad se obtendrá de la siguiente tabla:

Tabla N°35.Factor de confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_α
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Budynas & Keith Nisbett, 2008

Para una confiabilidad del 90% se tiene

$$K_e = 0.897$$

Para encontrar el factor de concentración de esfuerzos

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

Dónde:

K_f : factor de concentracion de esfuerzos para fatiga

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

Dónde:

q = referencia ala sensibilidad: 0

$$K_e = 1$$

Para el factor de efectos diversos se tiene:

$$K_f = 1$$

Se toma este valor debido a que no presentan defectos residuales, corrosión recubrimientos, etc.

Reemplazando todos los valores tenemos:

$$S_e = (0.5 * 568) * 0.83 * 0.93 * 1 * 0.995 * 0.897 * 1$$

$$S_e = 190 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad modificado.

Ecuación N°67: Factor de seguridad de la cuchilla

$$n = \frac{S_e}{\sigma'}$$

$$n = \frac{190}{10}$$

$$n = 19$$

Como se puede apreciar el factor de seguridad es mayor que 1 entonces las dimensiones tomadas son las adecuadas para una posterior construcción.

3.6.3.3. Análisis de cuchillas con software FEA

Se procedió primero al diseño de las cuchillas y posteriormente se simuló el modelo en Elementos Finitos utilizando el software Solidworks en la figura 34 se aprecia las cuchillas sometido a fuerzas

Tabla N°36.Resultado del análisis estático de la cuchilla

Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Tensiones 1	VON: Tensión de von mises	2.888*10 ³ N/m ²	5.450*10 ⁷ N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.00 mm	1.368*10 ⁻³ mm
Factor de seguridad	Automático	2	2
Propiedades del Material			
	Nombre	Acero AISI 304	
	Límite elástico	2.06807*10 ⁸ N/m ²	
	Límite de tracción	5.17017*10 ⁸ N/m ²	

Fuente: Propio, 2018.

De la tabla N°38 se define que las tensiones son menores al límite elástico, el factor de seguridad es mayor de 2 y el desplazamiento máximo es 0.001368 mm. Por lo que podemos indicar que la herramienta de corte no fallará por resistencia mecánica debido a que tiene un factor de seguridad mayor a 1; además el desplazamiento máximo es de 0.001368 no afectando a nuestro elemento de máquina

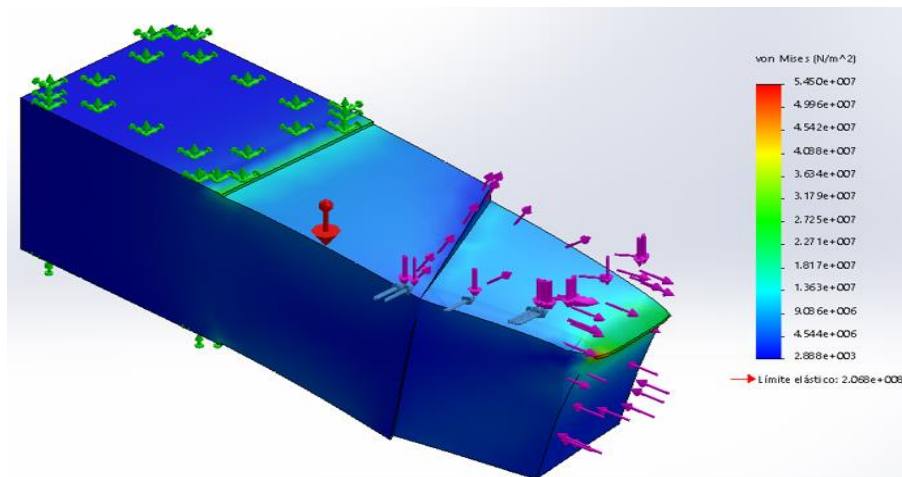


Figura N°34.Análisis estático, tensiones en las cuchillas

Fuente: Propio, 2018

De la imagen N° 34 se concluye que el esfuerzo de Von Misses oscila entre 2888 N/m^2 y $5.450 * 10^7 \text{ N/m}^2$, para un límite elástico de 206.8 MPA , con lo cual se concluye que el diseño de la cuchilla es la adecuada para la carga a cortar.

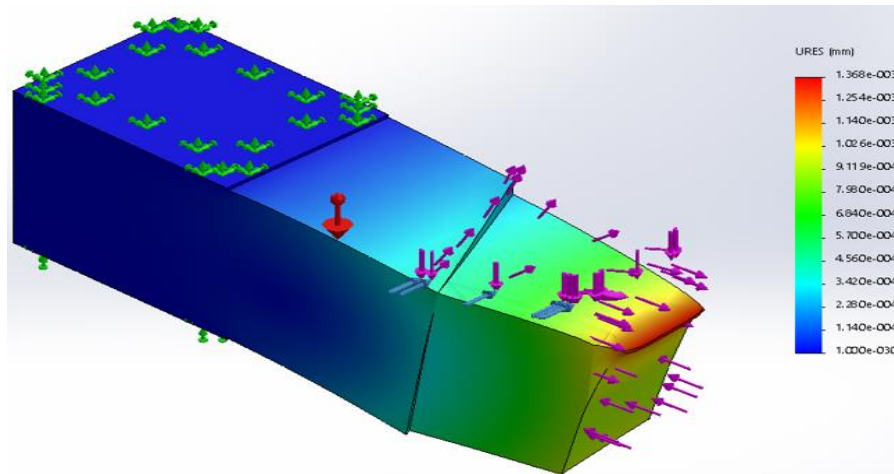


Figura N°35. Análisis estático, desplazamientos en las cuchillas.
Fuente: Propio, 2018.

De la figura N° 35 se concluye que la deformación que sufre la cuchilla es de 0.001368 mm, una deformación muy pequeña y aceptable para la cuchilla

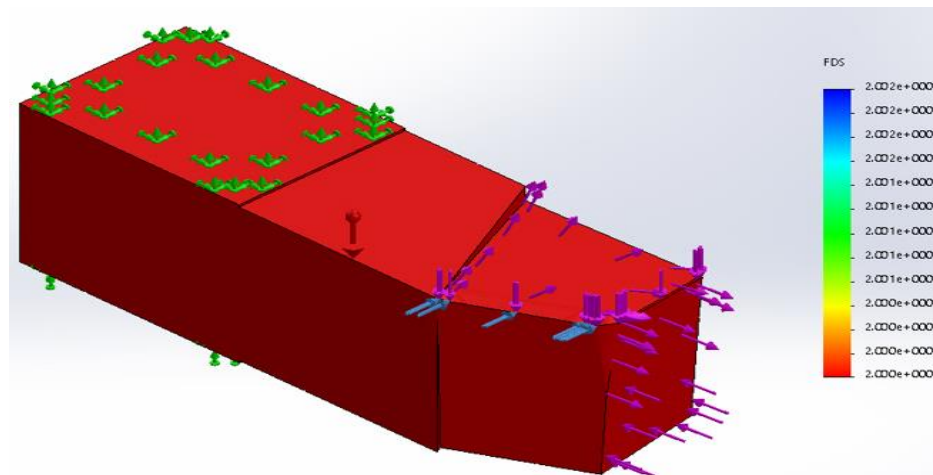


Figura N°36. Análisis estático, factor de seguridad de la cuchilla.
Fuente: Propio, 2018.

De la figura N°36 se concluir que el factor de seguridad mínimo de la cuchilla es de 2 con este valor se garantiza que las dimensiones que se tomaron para el diseño de la cuchilla son las adecuadas.

3.6.4. Diseño de resorte

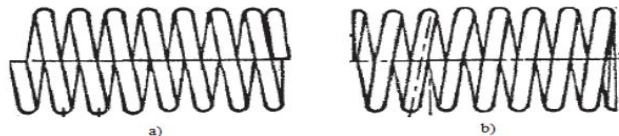
El resorte que mantiene la herramienta en posición es del tipo helicoidal cilíndrico de compresión.

Según Martínez (2013) este tipo de resorte es de uso general, utilizándose en válvulas, engrasadores, amortiguadores, está formado por un hilo de acero de sección redonda, cuadrada u ovalada (Figura N°37) enrollado en forma de hélice cilíndrica a la izquierda o a la derecha y a su vez con paso uniforme o variable.



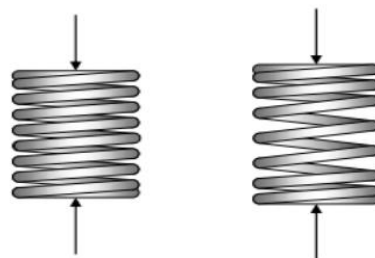
*Figura N°37.*Resorte helicoidal de compresión con Alambre redondo cuadrado y ovalado

Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert mott



*Figura N°38.*Resorte helicoidal de compresión enrollada a la derecha(a) y a la izquierda(b)

Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert mott



*Figura N°39.*Resorte helicoidal de compresión con paso uniforme y variable

Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert mott

Desplazamiento lineal: 7 mm

El resorte soportara una masa de: 5 g de la cuchilla más 1.5 kg del peso de la caña

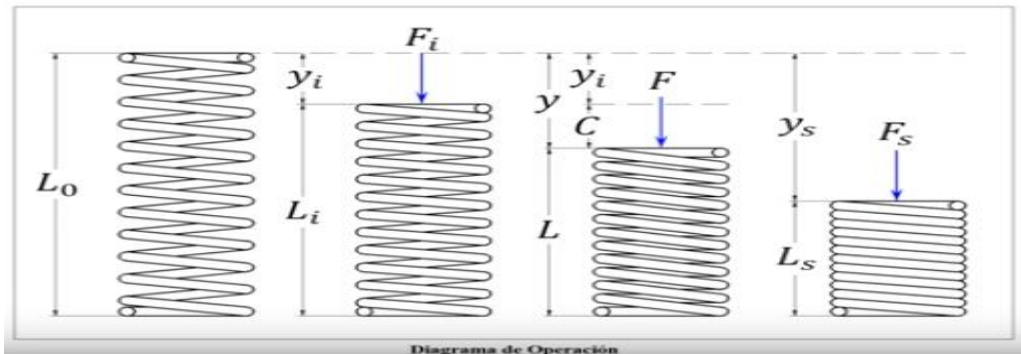
Obtenemos el peso con la siguiente formula

Ecuación N° 68: Peso que soporta el resorte

$$W = mg = (0.005) * 9.81 = 0.0469 \text{ N}$$

Esto constituye la fuerza de pre carga o F_i

Diagrama N°1.Diagrama de operación de un resorte



Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert L.Mott

Donde:

L_0 : Longitud inicial o libre.

L_i : Longitud de pre-garga o instalación .

L : Longitud de operación o trabajo .

L_s : Longitud última o salida .

Ecuación N°69: Constante de elasticidad de un resorte

$$K = \frac{F_i}{Y_i} * \frac{F}{Y}$$

Donde:

K : Constante de elasticidad

F_i : Fuerza de instalación

Y_i : Cambio de longitud L_0-L_1

F : Fuerza de operación

Y : Cambio de longitud L_0-L

Como

$$Y = Y_i + c$$

$$\frac{F_l}{Y_i} = \frac{F}{Y_i + C} \quad \rightarrow Y_i = \frac{C}{\frac{F}{F_i} - 1}$$

Teniendo la velocidad con la que ingresa la caña de azúcar (0.067 m/s) se halla la carga de trabajo considerando la fuerza de corte y el soporte del peso de la caña, el estado de mayor valor ocurre al inicio del corte donde cada herramienta soporta $1/(2*3)$ del peso, es decir $1.5 \text{ kg}/6 = 0.25 \text{ kg} = 2.45 \text{ N}$

Para determinar la fuerza de corte (F_C) empleamos la siguiente fórmula:

Ecuación N° 70: Fuerza de corte que se ejerce sobre el resorte

$$F_C = K_c * a_p * p$$

Donde:

K_c : Fuerza específica de corte o Resistencia al cizallamiento (N/mm^2).

a_p : Profundidad de corte (mm).

p : paso real (mm/r).

$$F_C = 3.482 \frac{N}{mm^2} * 1 \text{ mm} * 6.7 \frac{mm}{r}$$

$$F_C = 23 \text{ N}$$

Los vectores de ambas fuerzas son perpendiculares por lo cual la fuerza resultante es:

$$F = \sqrt{2.45^2 + 23^2} = 23.1 \text{ N}$$

Se encuentran los parámetros que definen la operación y la instalación del resorte

$$Y_i = \frac{C}{\frac{F}{F_i} - 1} = \frac{7}{\frac{23.1}{0.0469} - 1} = 0.0142 \text{ mm}$$

Por lo tanto

$$K = \frac{F_i}{Y_i} = \frac{0.0469 \text{ N}}{0.0142 \text{ mm}} = 3.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Se encuentra la deformación en la operación

Ecuación N°71: Deformación en la operación del resorte de la cuchilla

$$Y = \frac{F}{K} = Y_i + c = \frac{23.1 \text{ N}}{3.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 7 \text{ mm}$$

Características del resorte

Material: acero inoxidable (A313).

Extremos de resorte: Ambos extremos a escuadra.

Índice del resorte: $4 \leq C \leq 12$.

Espiras activas $3 \leq Na \leq 15$.

Factor de seguridad para longitud solida L_s $n = 1.5$.

Linealidad robusta uso del 75% de la característica lineal del resorte ($\xi = 0.15$).

Diseñado como un resorte libre confinado en un agujero.

Se selecciona varios diámetros de las cuales se elige el más apropiado para su correcto funcionamiento, a continuación, se presenta el proceso del cálculo para un diámetro de alambre $d = 1 \text{ mm}$.

Ecuación N°72: Esfuerzo último del resorte

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Donde:

S_{ut} : Esfuerzo último.

d : Diámetro (mm).

A : Constantes experimentales.

m : Constantes experimentales.

La grafica de S_{ut} contra d es una función potencia, la cual graficada en papel logarítmica se ajusta a una recta A y m , son datos experimentales del ajuste de la función y se toman de la siguiente tabla.

Tabla N°37. Constantes experimentales

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A , kpsi · pulg ^{m}	Diámetro, mm	A , MPa · mm ^{m}	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio¶	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.100-20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

Fuente: Shigley, Octava Edición,2008.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{1867}{1^{0.146}} = 1867 \text{ MPa}$$

Se estima la resistencia a la cadencia por cortante S_{sy} usando un factor K_{ss} proveniente de la energía de distorsión TED para el acero inoxidable A313 sin remoción de la deformación se recomienda usar $K_{ss} = 0.35$

$$S_{sy} = K_{ss} * S_{ut} = 0.35 * 1867 = 653 \text{ MPa}$$

En nuestro caso el resorte se utiliza dentro de un agujero con una holgura de 0.005 mm

Ecuación N°73: Diámetro del resorte

$$D = d_{Ajujero} - d - Holgura$$

$$D = 10mm - 1mm - 0.05 = 9mm$$

Con este dato podemos calcular el diámetro exterior y el diámetro interior

$$D_E = D + d = 8mm + 1mm = 9mm$$

$$D_I = D - d = 7.5mm - 1mm = 7mm$$

Índice del resorte

$$C = \frac{D}{d} = \frac{9 \text{ mm}}{1 \text{ mm}} = 9$$

Factor de aumento de esfuerzo cortante de Bergstrasser K_B

$$K_B = \frac{(4C + 2)}{(4C - 3)} = \frac{(4 * 9) + 2}{(4 * 9) - 3} = 1.15$$

Esfuerzo cortante de longitud solida

$$J_S = \frac{K_B * 8(1 + \xi) * F}{\pi * d^3} = \frac{1.17 * 8(1 + 0.15) * 4}{\pi * 1^3} = 0.014 \text{ MPa}$$

Tabla N°38.Propiedades mecánicas de algunos alambres para resorte

Material	Límite elástico, porcentaje de S_{Urr} tensión, torsión		Diámetro d , pulg	E		G	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88-93			29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	45-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2

Fuente: Shigley Octava Edición,2008.

Calculamos las espiras activas del resorte

Ecuación N° 74: Espiras del resorte de la cuchilla

$$N_a = \frac{G * d^4 * Y}{8 * D^3 * F} = \frac{(69 * 10^9)Pa * 0.001^4m * 0.01422}{8 * 0.009^3 * 23.1N} = 4 \text{ vueltas}$$

Las espiras totales será la suma de las espiras activas y las espiras muertas (Q)

Tabla N°39.Constantes de los extremos de resortes

Características	Q	Q'
Extremos sencillos	0	1
Extremos sencillos, esmerilados	1	1
Extremos a escuadra o cerrados	1	3
Extremos a escuadra y esmerilados	2	1

Fuente: Shigley octava edición.

Para nuestro caso tenemos extremos a escuadra o cerrados, utilizamos Q=1

Ecuación N° 75: Espiras total del resorte que está anclada a la herramienta de corte

$$N_t = N_a + Q$$

Donde:

N_t : Espiras totales

N_a : Espiras activas del resorte

Q : Espiras muertas

$$N_t = 4 + 1 = 5 \text{ Vueltas}$$

Se calculan todas las longitudes de operación del resorte: Longitud sólida, libre de instalación y de trabajo

Ecuación N° 76: Longitud solida del resorte de la cuchilla

$$L_s = (N_a + Q')d = (4 + 1)(1) = 6mm$$

$$L_o = L_s + (1 + \xi)Y = 6 + (1 + 0.15)7 = 14.05 \text{ mm}$$

$$L_i = L_o - y_i = 14.05 - 0.0142 = 14.03mm$$

$$L = L_o - Y = 21.39 - 7 = 7mm$$

Se calcula la longitud crítica donde el resorte comienza a tener pandeo en base a la teoría de columnas de Euler. La ecuación simplificada para aceros queda:

Ecuación N°77: Longitud critica del resorte de la cuchilla

$$L_{crit} = 2.63 * \frac{D}{a} = 2.63 * \frac{10}{0.5} = 20mm$$

Donde:

L_{cri} : Longitud critica (mm).

D : Diámetro del agujero (mm).

a : Parámetro adimensional que considera el tipo de apoyo de los extremos $a = 0.5$.

3.6.5. Selección de motores

Para la selección del motor N°2 que permitirá la rotación del tambor porta cuchillas se selecciona mediante la suma de las dos potencias encontradas mostradas a continuación:

Potencia del sistema de corte: 78W

Potencia del tambor hueco giratorio: 70W

Potencia total: 148W: 0.148KW

Potencia kW	Carcasa	In (A) 400V	II/In	Cp/Cn	Cm/Cn	Inercia (kgm ²)	Nivel sonoro dB(A)	Peso (kg)	% de plena carga						
									Eficiencia			Factor de potencia			
									50	75	100	50	75	100	
Carcasa de aluminio- Alta Eficiencia - IE2- 4 polos															
0,12	63	0,38	3,9	180%	200%	0,00039	44	5,2	55	58	59	0,54	0,67	0,77	
0,18	63	0,55	4,3	220%	220%	0,00055	44	6,5	59	61	61	0,55	0,68	0,77	
0,25	71	0,72	4	210%	220%	0,00055	43	8,9	63	66	66	0,54	0,67	0,76	
0,37	71	1,08	4,2	250%	250%	0,00066	43	9,5	65	68	68	0,5	0,64	0,73	
0,55	80	1,27	5,8	240%	280%	0,00221	44	12,5	75	76,5	76,5	0,61	0,74	0,82	
0,75	80	1,63	6	260%	290%	0,00289	44	15	79	79,6	79,6	0,63	0,76	0,83	
1,1	90S/L	2,40	6,5	210%	260%	0,00494	49	19,5	81	81,8	81,8	0,62	0,75	0,81	
1,5	90S/L	3,26	6,3	200%	280%	0,00546	49	21,5	81,5	83	83	0,57	0,72	0,8	

Figura N°40. Selección de motores

Fuente: Motores (WEG)

Las potencias de los motores están normalizadas se selecciona la potencia superior teniendo un motor de 0.55 kW o también se puede pedir al proveedor un motor de 0.74 HP las especificaciones de este motor se encuentran en el anexo 20.

3.6.6. Selección de chumaceras

Una vez seleccionado el diámetro del eje, se procede a seleccionar la chumacera se selecciona un rodamiento SY 65 TF, sus características y dimensiones se indican en el Anexo 15.

3.6.7. Selección de fajas.

Para la selección de bandas trapecial existen varios tipos A, B, C D, E, F, G y Z cada una de estas con diferentes dimensiones, por tal motivo es necesario conocer la potencia corregida para determinar el tipo de banda.

Ecuación N°78: Potencia corregida para determinar el tipo de banda del tambor

$$P_c = P_m \times C$$

Donde $C = 1.1$ es una constante para servicio normal y accionamiento por motor eléctrico.

$$P_c = 0.74 * 1.1 = 0.81hp$$

Con los datos de potencia y revoluciones se procede a elegir el tipo de banda.

Para la selección de fajas ver anexo N°40

Con las revoluciones y la potencia del motor el tipo de correa más adecuada es el “A”
Para el Cálculo de la relación de transmisión en un tren de poleas tenemos la siguiente ecuación.

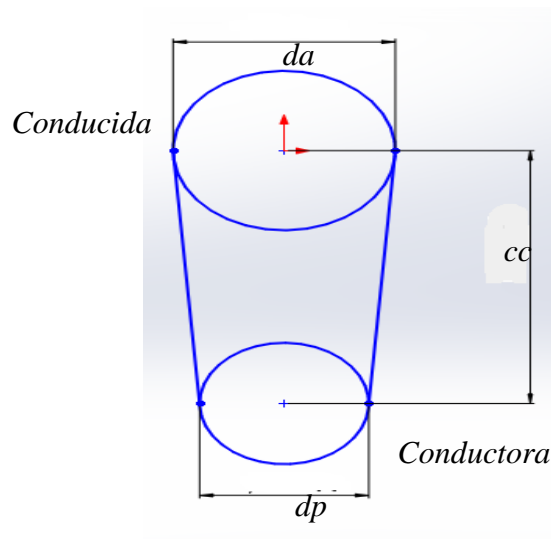


Figura N° 41. Relación de transmisión de un tren de poleas
Fuente: Propio, 2018.

A continuación, calculamos la relación de transmisión

Ecuación N° 79: Relación de transmisión de la polea del tambor

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Donde:

I : relación de transmisión

n_2 : velocidad angular de la polea conducida

n_1 : velocidad angular de la polea motriz

Se recomienda que para un funcionamiento adecuado sea entre 1 a 6 la relación de transmisión

$$N_1 = 1720$$

$$N_2 = 600$$

$$i = 2.8$$

3.6.7.1. Dimensiones de la polea motriz y conducida

El diámetro de la polea motriz está determinado por el tipo de banda y el Angulo de garganta de la polea de 38 °.

Seleccionamos el diámetro de la polea menor $d_p = 65$ mm ya que está dentro del rango de tipo A que va desde (62 – 1000 mm).

Tabla N°40. Diametros mínimos de las poleas

SECCIÓN	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo (mm)	65	100	160	280	400

Ecuación N°80: Diámetro en mm de la polea mayor conducida del tambor

$$d_{p2} = i * D_{p1}$$

Donde:

i : relación de transmisión.

D_{p1} : diámetro en mm de la polea menor – motriz.

D_{p2} : diámetro en mm de la polea mayor – conducida 1.

$$d_{p2} = 2.8 * 65 \text{ mm}$$

$$d_{p2} = 182 \text{ mm}$$

Se procede a la aproximación del entero

$$d_{p2} = 182 \text{ mm}$$

Para determinar la distancia entre ejes se tiene 2 condiciones principales

para i entre 1 a 3

$$c \geq \frac{(i + 1) * d_p}{2} + d_p$$

Para i mayor que 3:

$$c \geq d_p$$

Dónde: $c = 174 \text{ mm}$ como mínimo

El caso nuestro debido al espacio y al fácil mantenimiento de la maquina se decidió tomar una longitud de 500 mm. Para determinar la longitud primitiva de la banda.

Ecuación N°81: Determinar la longitud primitiva de la banda del tambor hacia el motor

$$L = (2 * C) + (1.57 * (Dp + dp)) + (Dp - dp) \frac{2}{(4 * C)}$$

$$L = (2 * 500) + (1.57 * (62 + 182)) + (62 - 174) \frac{2}{(4 * 500)}$$

$$L = 1382 \text{ mm}$$

Calculado este valor y la sección utilizada, se verifica en la tabla que entrega la identificación de la correa adecuada.

Tabla N°41.Longitudes primitivas de las fajas

LONGITUDES PRIMITIVAS DE LAS CORREAS					
Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13.5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			
42	1097	1110			
46	1198	1211			
51	1325	1338	1347		
55	1427	1440			

Fuente: Correas trapezoidales.

Calculada la longitud L de la correa y ser seleccionada Ln (longitud normalizada) se recalcula la distancia entre centros real con la formula siguiente:

Ecuación 82: Longitud de la correa del tambor

$$C_c = C \pm \left| \frac{L - L_n}{2} \right|$$

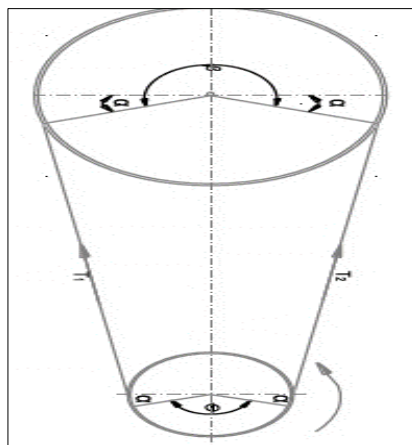
Signo (+) cuando $L < L_n$

Signo (-) cuando $L > L_n$

$$C_c = 500 + \left| \frac{1370 - 1325}{2} \right|$$

$$C_c = 522 \text{ mm}$$

Calculo del arco de contacto de la correa.



*Figura N°42.*Ángulo de contacto de la corre

Fuente: Propio,2018.

El arco de contacto está dado mediante la siguiente ecuación:

Ecuación N°83: Arco de contacto de la correa del tambor

$$ARC = 180^\circ - 60 * \frac{D - d}{C_c}$$

Remplazando los datos se tiene:

$$ARC = 180^\circ - 60 * \left(\frac{174 - 62}{522} \right)$$

$$ARC = 167$$

Para el cálculo de α se tiene lo siguiente.

$$\alpha = \frac{180 - ARC}{2}$$

$$\alpha = \frac{180 - 167}{2}$$

$$\alpha = 6.5$$

Para el cálculo del ángulo β se tiene lo siguiente:

$$\beta = 180^\circ + 2 \alpha$$

Remplazando datos en la ecuación se tiene

$$\beta = 180^\circ + 2(6.5)$$

$$\beta = 193$$

Calculo de la velocidad de la correa

Para calcular la velocidad de la correa debe cumplir una condición donde:

$$V_c < V_{max}$$

La velocidad máxima es m/s

Ecuación N°84: Velocidad máxima de la correa del tambor

$$V_c = \frac{N_1 * \pi * dp}{6000}$$

Donde :

$N_1 =$ Velocidad de giro del motor en rad/s

$$V_c = \frac{62.83 * \pi * 60}{6000}$$

$$V_c = 2 \frac{m}{s}$$

$$2 < 30$$

Cálculo de las tensiones en la faja

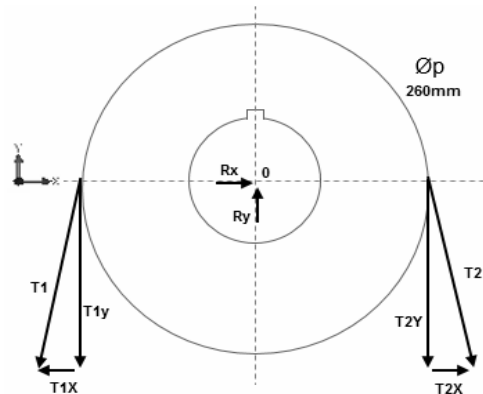


Figura N°43. Tensiones en la polea

Fuente: Propio, 2018

Las tensiones que se ejercen en la faja se calculan por la siguiente ecuación

Ecuación N°85: Tensión de la faja del tambor

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\text{sen}\left(\frac{f x \theta}{y/2}\right)}$$

Donde:

T_1 y T_2 : tensiomes .

f : coeficiente de fricion entre faja y polea .

θ : angulo de contacto .

y : angulo de gargant de la correa en grados.

$$\theta = \beta = 193^\circ * \frac{2\pi}{360}$$

$$\theta = 3.36$$

Remplazando en la ecuación se tiene lo siguiente:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\operatorname{sen}\left(\frac{0.28 * 3.36}{38/2}\right)}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 19.54$$

$$T_1 = 19T_2 \quad \dots (1)$$

También se sabe que mediante la potencia se puede encontrar las tensiones entonces se tiene la siguiente ecuación

$$P = \frac{(T_1 - T_2) * V}{33000}$$

Como se sabe la potencia es de 0.74 hp entonces se tiene y la velocidad es de 2 m/s = 394 ft/min.

$$0.5 = \frac{(T_1 - T_2) * 394}{33000}$$

$$T_1 - T_2 = 61.97 \quad \dots (2)$$

Entonces remplazando la ecuación

$$19 * T_2 - T_2 = 61.97$$

$$T_2 = 3.3lb \approx 14.69 N$$

$$T_1 = 77.76 lb \approx 279.11 N$$

3.6.7.2. Soldadura de estructura

A. Propiedades del material a utilizar

Tabla N°42. Características de la máquina

Máquina peladora de corteza de caña de azúcar	
CARACTERÍSTICAS DE ESTRUCTURA	Dimensiones generales
	Largo :863mm
	Ancho :500mm
	Alto :450mm
	Material de construcción de acero ASTM A36
	Tubo cuadrado Fe galvanizado 20mm x 20 mm x2 mm
	Propiedades mecánicas
	Límite de fluencia: 250 MPa
	Resistencia a la tracción :400 MPa

Fuente:Propio,2018.

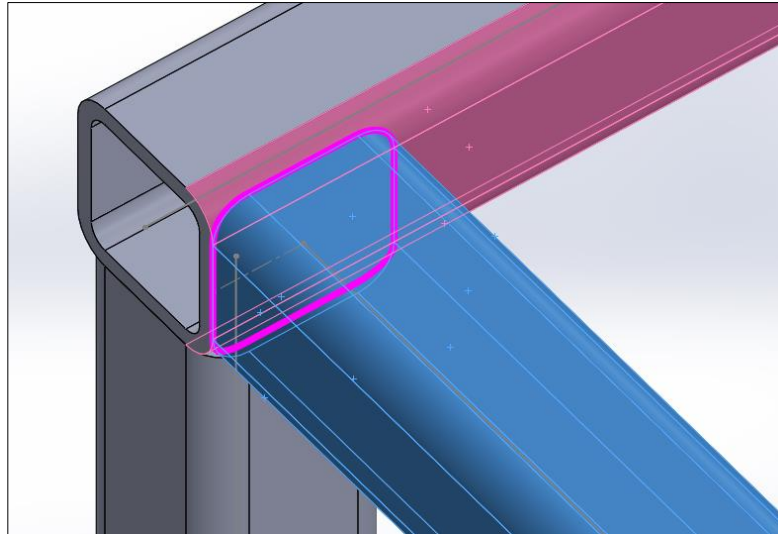


Figura N°44. Configuración de soldadura mediante software
Fuente: propio, 2018.

B. Selección del diámetro del electrodo

Se selecciona el diámetro del electrodo en función al material y espesor

Tabla de correspondencias			
Material a soldar:	Espesor del material en mm:	Intensidad necesaria (en Amperios):	Diámetro del electrodo (en mm):
Acero dulce			
	1,5	40 a 60	1,6
	2 y 3	60 a 70	2
	2 a 5	80 a 100	2,5
	3 a 10	100 a 130	3,2
	>5	130 a 160	4
Acero inoxidable			
	>1,5	80 a 100	2,5
Hierro			
	>3	80 a 100	2,5

Figura N°45. Diámetro del electrodo en función al material a soldar
Fuente: Soldadura por arco eléctrico, 2015.

Para poder realizar este proceso de soldadura al arco con electrodo recubierto, se dispone de una gran diversidad de tipos de electrodos, cada uno de ellos se selecciona en base al material de que está constituido su núcleo, así como por su tipo de recubrimiento y además por el diámetro del electrodo. La AWS. (American Welding Society) ha normalizado su diseño y utilización.

Tabla N°43.Propiedades mínimas de la soldadura

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
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: Shigley octava edición,2008.

C. Cálculo considerando esfuerzo cortante:

La estructura de material acero ASTM A36 de sección cuadrada 20 mm x 20 mm x 2 mm se fabrica mediante uniones soldadas de filete de 2 mm alrededor. De acuerdo a las propiedades mecánicas de resistencia de la soldadura calculamos la fuerza permisible (F_{Perm}) que podrá soportar, luego la comparamos con la mayor fuerza estimada que soporta la estructura la cual tiene una magnitud de $F = 185.6$ N.

De acuerdo a la Figura siguiente, tenemos:

Ecuación N°86: Esfuerzo cortante de la soldadura

$$\tau = \frac{F_{perm}}{A}$$

Dónde:

τ : Esfuerzo cortante admisible de la soldadura (Pa).

F_{perm} : Fuerza máxima permisible (N).

A : Sección cortante de soldadura (m^2).

Por tanto:

$$F_{perm} = \tau \cdot A$$

Siendo:

$$A = 4(0.002)(0.020) = 0.00016 \text{ m}^2$$

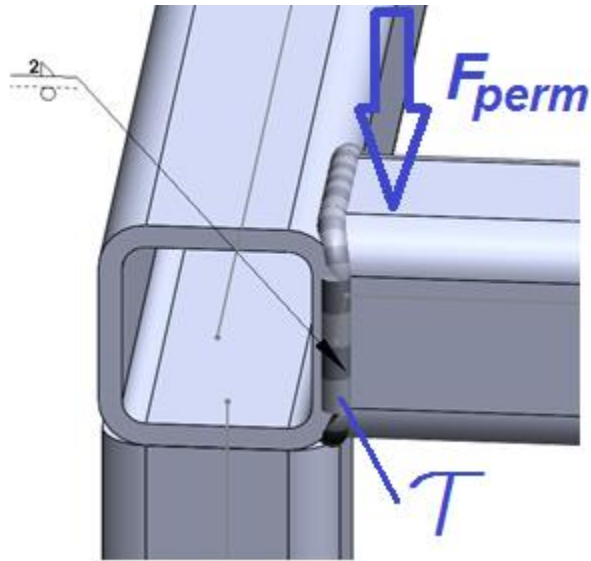


Figura N°46. Soldadura filete

Fuente: Propio, 2018

Tabla N°44. Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos

Programa A1 carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60°	70°	80	90°	100	110°	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$1f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cañete h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.79	4.04	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

Fuente: Shigley octava edición, 2008.

De la tabla 56, el valor de τ para un electrodo E70XX es de 21 kpsi (144.8 MPa), por tanto:

$$F_{perm} = \tau \cdot A = 144.8 \cdot 10^6 Pa \cdot 0.00016 m^2$$

$$F_{perm} = 23168 N$$

Este valor es muy superior a la fuerza máxima cortante alcanzada que soporta la estructura la cual tiene una magnitud de $F = 185.6 \text{ N}$.

D. Cálculo considerando esfuerzo de tensión_

La fuerza permisible de tensión por longitud unitaria para un tamaño de cateto de soldadura de filete de 2 mm (utilizamos el valor de 1/16") es de 0.93 klb/pulg de soldadura; así que en nuestro caso tenemos una longitud de 80 mm o 3.15 pulg, es decir:

$$F_{perm_tensión} = 0.93l = 0.93 * (3.15) = 2.93 \text{ klb} = 13033 \text{ N}$$

De acuerdo al FEA realizado a la estructura el esfuerzo a la tensión máxima alcanzada es de $\sigma = 32.27 \text{ MPa}$, asimismo el área de la sección del perfil empleado es de 133.70 mm^2 . Entonces se tiene lo siguiente:

Ecuación N°87: Esfuerzo de tensión de la estructura

$$\sigma = \frac{F_t}{A}$$

Dónde:

σ : Esfuerzo de tensión (Pa).

F_t : Fuerza máxima de tensión (N).

A : Sección del perfil (m^2).

$$F_t = \sigma \cdot A = (32.27 * 10^6 \text{ Pa}) * (133.70 * 10^{-6} \text{ m}^2)$$

$$F_t = 4314.5 \text{ N}$$

Por tanto $F_t < F_{perm_tensión}$ que garantiza la idoneidad del tipo de soldadura considerada.

3.6.7.3. Selección del pulidor de la caña azúcar

En esta etapa se realizó la selección de un limpiador que va estar a la salida de la caña de azúcar cuando ya ha sido pelada, solo servirá para limpiar algunas impurezas que existan en la caña para esto contaremos con un limpiador de las siguientes características:



Figura N°47. Cepillos astro circulares de cerda negra
Fuente: Modeltools, 2018

Modelo	Diámetro int.	Diámetro ext.	Material	Condición de trabajo	Velocidad de trabajo
<i>Ast. 4034</i>	<i>10 mm</i>	<i>80 mm</i>	<i>Cerda</i>	<i>pulido</i>	<i>2000</i>
<i>401 961</i>			<i>negra</i>		<i>rpm</i>

Faja de sección circular liso

Contaremos con una faja lisa en la cual irán en las poleas este caso no se necesita transmitir mucha potencia, pero si velocidad para que pueda limpiar las cañas.



Figura N°48. Faja de sección circular liso
Fuente: Fajas lisas, 2017

A continuación, se presenta los materiales para el para el limpiador de la caña de azúcar en la salida de la maquina

Tabla N°45- Materiales para el pulidor de la caña

Descripción	Cantidad	Material	Dimensión
Cepillo circular	1	Cerda negra	80x10x25
Faja circular	1	Polímero	
Poleas de Transmisión	3	Aluminio	80x19x35
Poleas locas	2	Aluminio	80x19x17
Ejes de transmisión	2	ASTM36	19Dx10dX127
Rodamientos	4	Acero	26x10x8
Chavetas	4		

Fuente: Propio, 2018,

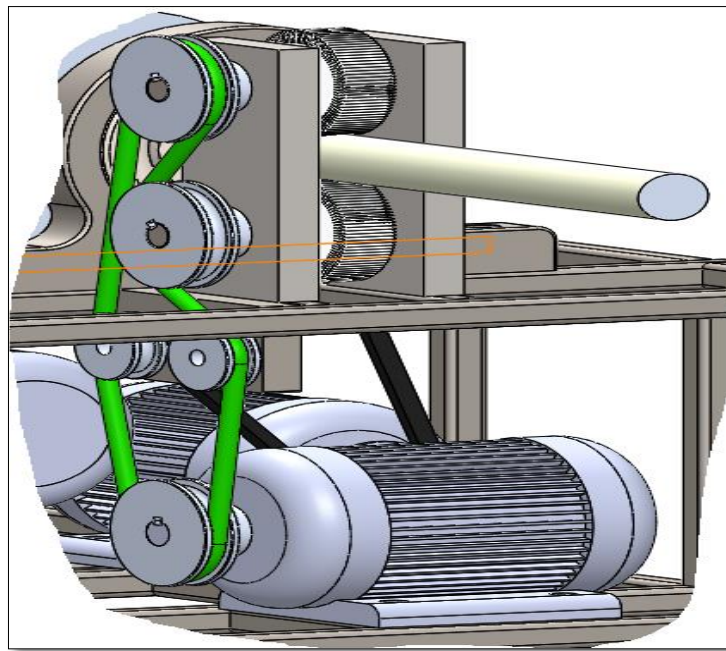


Figura N°49. Pulidos de caña.

Fuente. Propio, 2018.

3.6.7.4. Diseño de análisis de elementos finitos (FEA) estructura base.

Por medio de análisis de elementos finitos se ejecutó el cálculo del factor de seguridad de la estructura base de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar siendo el factor de seguridad 2 esto nos precisó que el diseño funcionara adecuadamente cuando esté sometido a las cargas de los componentes mecánicos y de la caña.



Figura N° 50. Estructura base

Fuente: Propio, 2018.

Se utilizó para el modelamiento de la base perfil estructural un ASTM A36 cuadrado de 20 x 20 x 2.mm. En la figura 94 se aprecia las cargas que ejercen sobre la estructura, Como se puede apreciar en la tabla 58.

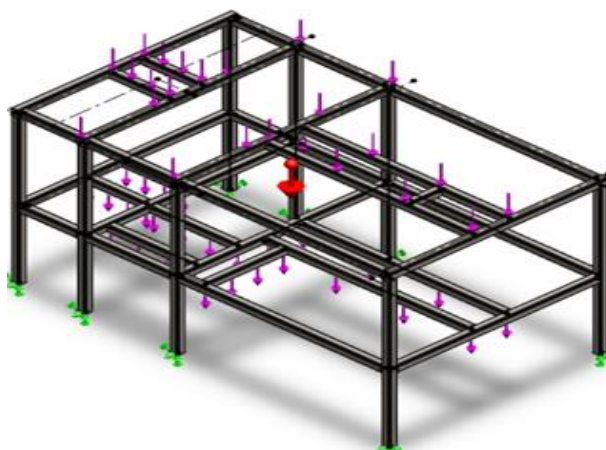

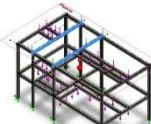


Figura N°51. Estructura base
Fuente: Propio, 2018.

Tabla N°46. Cargas que soporta la estructura base

Nombre de carga	Ubicación de la carga	Detalles de carga
<i>Fuerza-1</i> (Sistema de corte)		<i>Entidades:</i> 2 Viga(s) <i>Referencia:</i> Planta <i>Tipo:</i> fuerza <i>Valores:</i> 104.2 N
<i>Fuerza-2</i> (Sistema de transmission)		<i>Entidades:</i> 2 Viga(s) <i>Referencia:</i> Planta <i>Tipo:</i> Fuerza <i>Valores:</i> 185.6 N

Fuente: Propio, 2018.

En la figura N°95 se aprecia el enmallado de la estructura

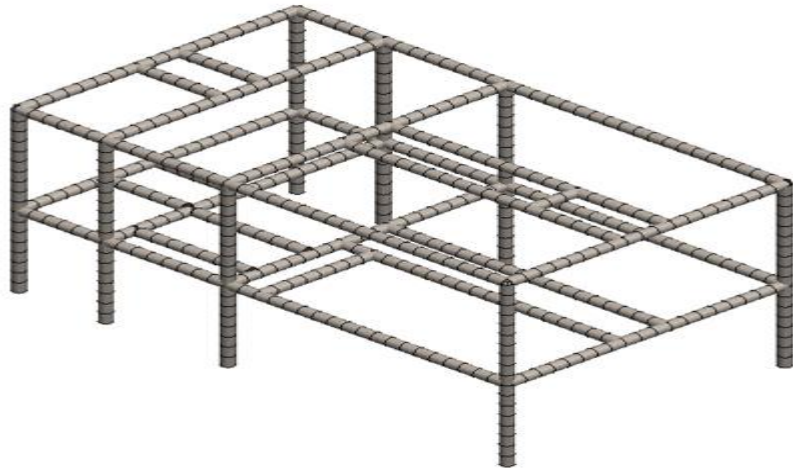


Figura N°52. Enmallado de la estructura base
Fuente: Propio, 2018

Luego de ver realizado en mallado por elementos finitos se obtuvo las siguientes fuerzas de reacción y momentos de reacción que tendría la estructura como se muestran a continuación.

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	1.54972e-006	2231.61	0	2231.61

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unid	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	6.2736	-0.00948816	0.0594982	6.27389

En la tabla N°49 se observa los resultados del análisis de la estructura se aprecia la tensión axial, flexión en el límite; el desplazamiento de 3.746e-001mm y el factor de seguridad de 2.

Tabla N°47.Resultados del análisis de la estructura base.

Resultados del Análisis de la estructura base			
Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Tensiones 1	tensión de flexión	0.000e+000N/m ²	3.227e+007N/m ²
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0.000e+000mm	3.746e-001mm
Factor de seguridad	Automático	2.000e+000	2.000e+000
Propiedades del Material			
Nombre:	ASTM A36 Acero		
Limite elástico:	2.5e+008 N/m ²		
Límite de tracción:	4e+008 N/m ²		

Fuente: Propio, 2018.

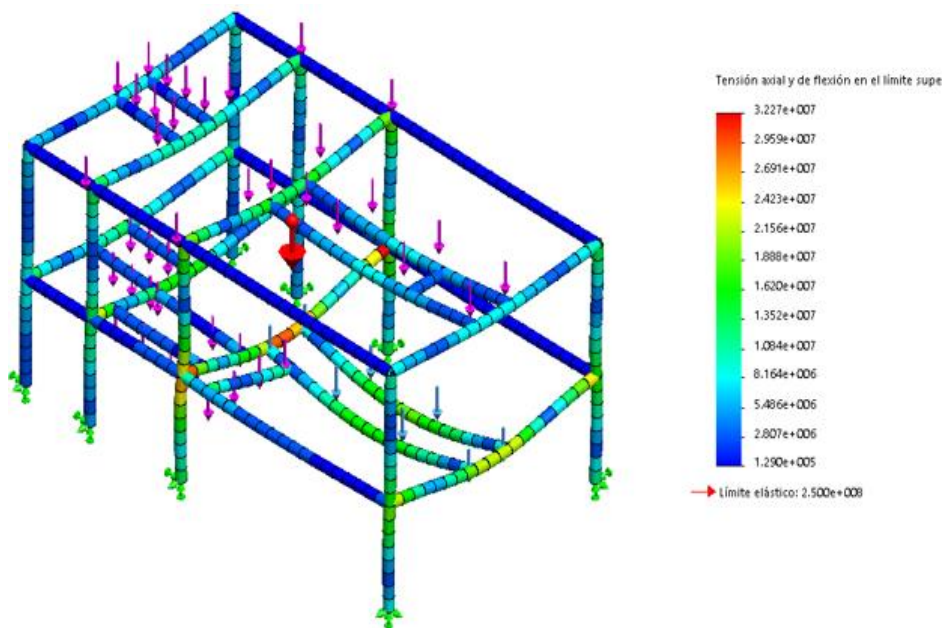


Figura N°53. Tensión axial y de flexión en la base.

Fuente: Propio, 2018.

Como podemos observar en la imagen 96 del análisis ubica las zonas donde se encuentra la mayor tensión axial y de flexión como se puede ver que la tensión máxima axial y de flexión es 3.227e+007N/m².

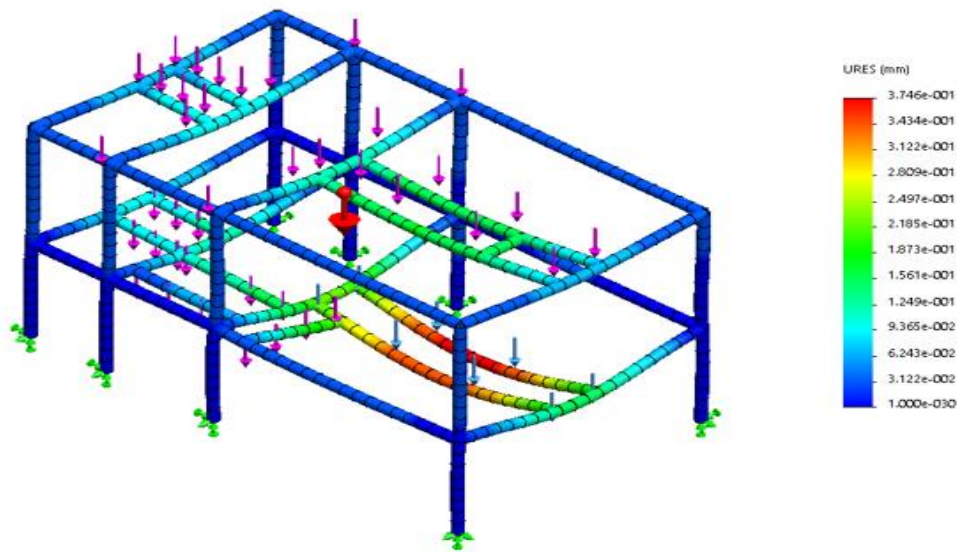


Figura N°54. Análisis estático – desplazamientos en la estructura base.

Fuente: Propio, 2018.

El desplazamiento máximo generado para las cargas es de 3.746e-001mm el cual produce un efecto mínimo en desempeño de la estructura.

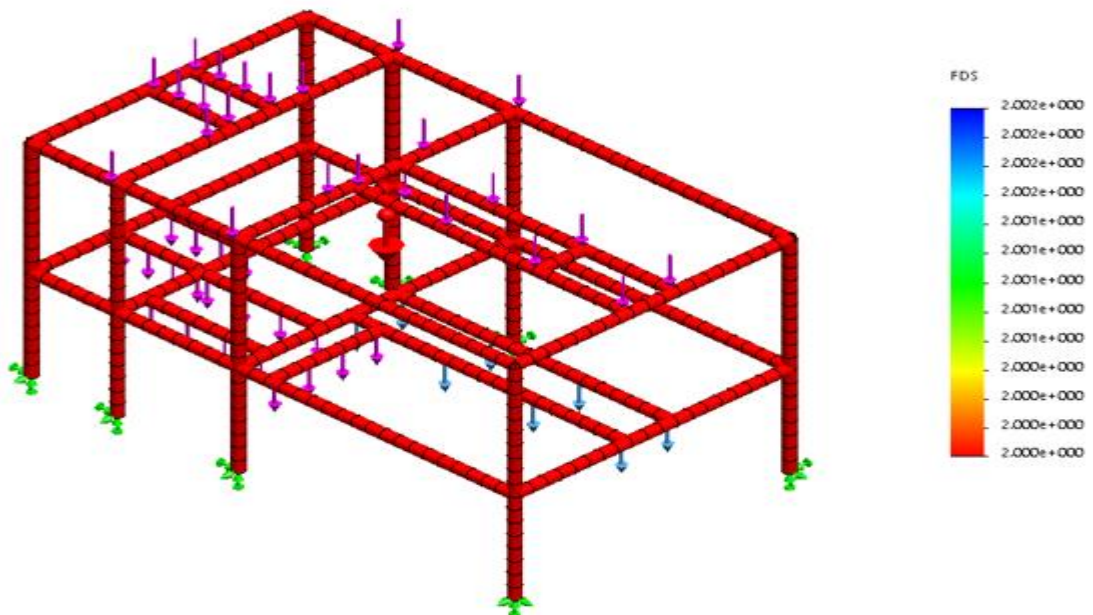


Figura N°55. Análisis estático – factor de seguridad de la estructura base

Fuente: Propio, 2018.

Mediante el análisis de elementos finitos se comprobó el factor seguridad de la estructura base de la maquina peladora de corteza de caña de azúcar, este factor determinó que el diseño funciona correctamente cuando está sometido a todas las cargas que lo componen todos los elementos mecánicos, ya que su valor es superior a 2.

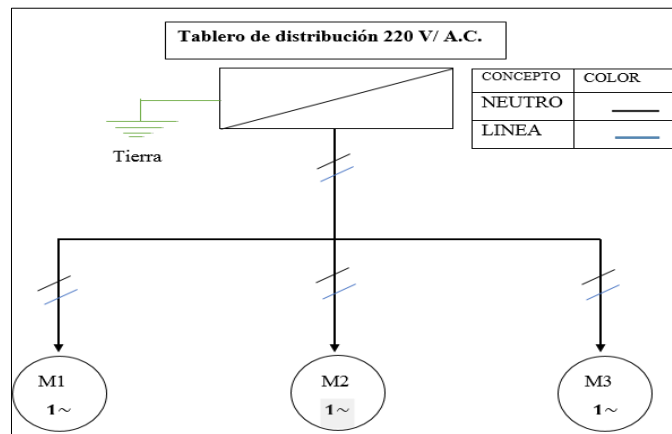
3.6.8. Diseño del sistema eléctrico

Cálculo eléctrico para la selección de materiales en la instalación de motores monofásico de la maquina peladora de corteza caña de azúcar.

Tabla N° 48.Características del motor de 0.5 hp.

Motor	Potencia	Tensión	Eficiencia	Factor de potencia	Tipo de arranque	Distancia al tablero
M1	0.5 HP	220 V	80 %	0.80	Directo	10
M2						
M3						

A. Diagrama unifilar



Fuente: Propio,2018

B. Calculo de la corriente nominal del motor (I_n)

$$I_n = \frac{P}{V \times \eta \times \text{COS}\phi}$$

$$I_n = \frac{373}{220 \times 0.80 \times 0.80} = 2.6 \text{ A}$$

Donde:

I_n : Corriente nominal (A)

P : Potencia (watts)

η : Eficiencia (%)

V : tension de linea en voltios

$\text{COS}\varphi$: Factor de potencia

C. Selección del disyuntor del motor

Esta selección se realiza en función de la corriente nominal del motor monofásico.

Donde:

I_D : Corriente del disyunto (A)

I_K : Corriente del contactor (A)

I_{termog} : Corriente del termomagnetico (A)

$I_{termog\ dif}$: Corriente del termomagnetico diferencial (A)

$$I_D \geq I_n \quad I_D \geq 2.6 A$$

D. Selección del contactor electromagnético

$$I_k \geq I_n \quad I_k \geq 2.6 A$$

Elegimos un contactor de 3 Amperios, con una bobina de 220 V /60 HZ.

E. Selección de llave termo magnética monofásica

$$I_{termog} > I_k \text{ y } I_n$$

En este caso utilizaremos uno de 4 A

F. Selección del termo magnético diferencial

$$I_{termog} > I_{termo dif} > I_n$$

Eligiéremos un termo magnético de 3 Amperios.

G. Selección del relé térmico diferencial

Se selecciona en función a la corriente nominal del motor monofásico, en la cual la corriente debe estar ubicada en el punto medio de amplitud comprendida entre una regulación mínima y una regulación máxima del relé térmico, para este ejecutaremos el siguiente cálculo.

- **Regulación mínima**

$$I_{min} = I_n * 0.8 = 2.6 * 0.8 = 2.08 A$$

- **Regulación máxima**

$$I_{max} = I_n \div 0.8 = 2.6 \div 0.8 = 3.25 A$$

Con estos datos tendremos relés térmicos con rango de 2.08 – 3.25 Amper.

Donde:

I_{min} : Corriente minima (A)

I_{max} : Corriente maxima (A)

I_n : Corriente nominal (A)

H. Selección del conductor de alimentación del tablero de los motores eléctricos

Cálculo por caída de tensión

La caída de tensión máxima permitida es de 3 % de la tensión de línea

$$S = \frac{0.0309 * \sum I * L * \text{COS}\varphi}{\% \Delta V * V} * 100$$

Donde:

S : Seccion del conductor en mm^2 .

$\sum I$: sumatoria de la corriente en amperios (A).

L : longitud de la instalacion en m.

$\text{COS}\varphi$: Factor de potencia.

$\% \Delta V$: caida de tension maxima (3%).

V : tension de linea en voltios .

3

Tabla N° 49.Selección de conductores eléctricos.

Número AWG	Diámetro (mm)	Sección (mm ²)	Resistencia (O/Km.)	Capacidad (A)
2	6,544	33,63	1,50	96
4	5,189	21,15	0,80	60
6	4,115	13,30	1,27	38
8	3,264	8,36	2,03	24
10	2,588	5,26	3,23	15
12	2,053	3,31	5,13	9,5
14	1,628	2,08	8,17	6,0
16	1.291	1.31	12.9	3,7
18	1,024	0,82	20,83	2,5
20	0,8118	0,52	32,69	1,6

Fuente: Conductores eléctricos,2015.

Tomaremos el conducto AWG 14 con sección de 2.08mm^2

$$\% \Delta V = \frac{0.0309 * 2.6 * 10 * 0.80}{2.08 * 220} * 100$$

$$\% \Delta V = 0.14\% < 3\% \rightarrow \text{OK}$$

I. Selección de pulsadores de marcha y paro de los motores

Pulsador zeta de emergencia normalmente cerrado color rojo

03 pulsador con contacto normalmente abierto, color verde

03 pulsador con contacto normalmente cerrado, color rojo

J. Selección de lámparas de señalización

Se recomienda lámparas con 100 000 horas de funcionamiento continuo con un consumo de (15 mA) se usará lo siguiente:

03 lámpara de señalización de color verde de 220 V / 60 HZ

03 lámpara de señalización de color rojo de 220 V / 60HZ

K. Lista de componentes eléctricos

03 contactares

03 relé Térmico

02 llaves Termo magnética

01 llave Diferencial

03 pulsadores Na

03 pulsadores Nc

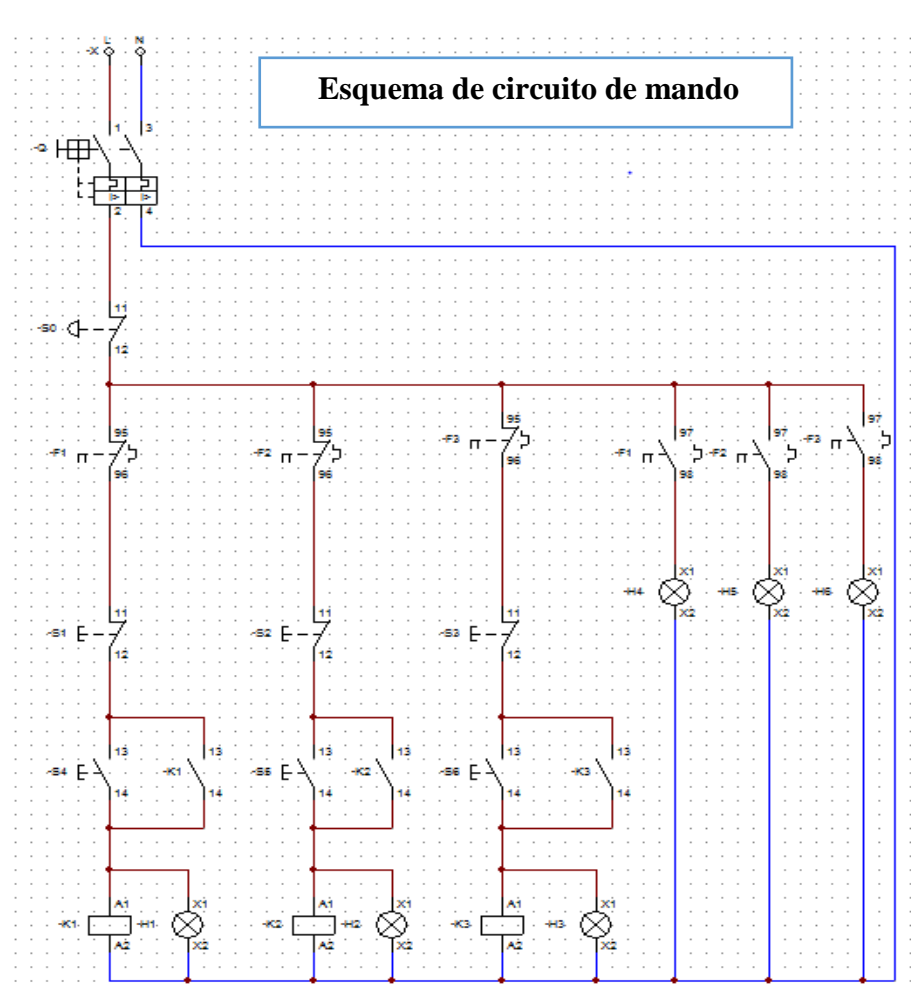
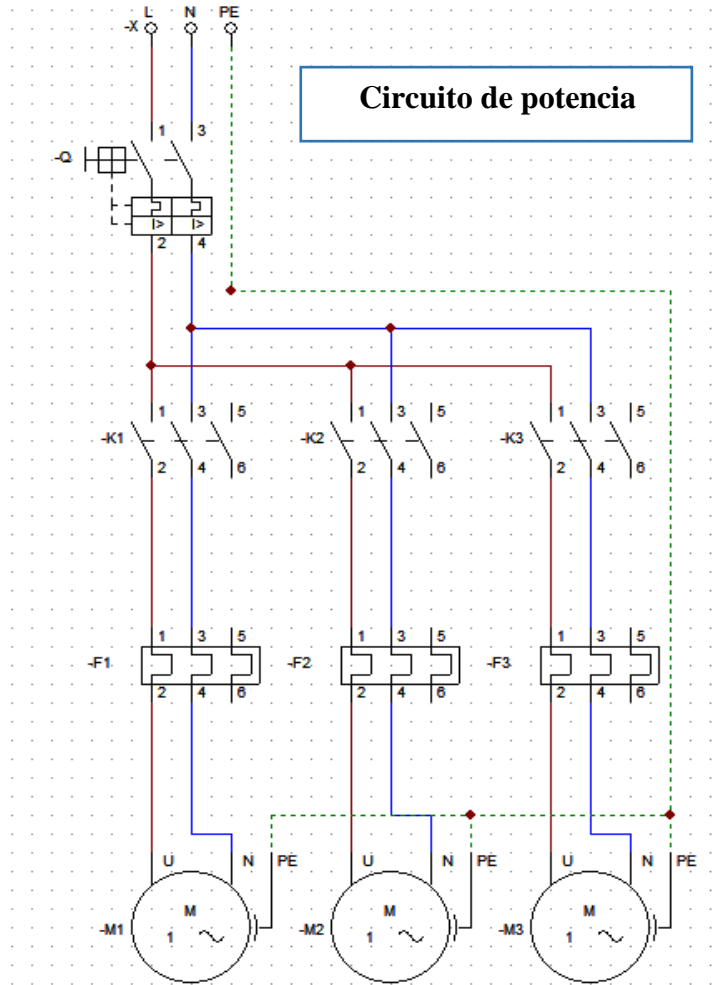
01 pulsador Zeta

03 lámparas Verdes De Señalización

03 lámparas Rojos De Emergencia

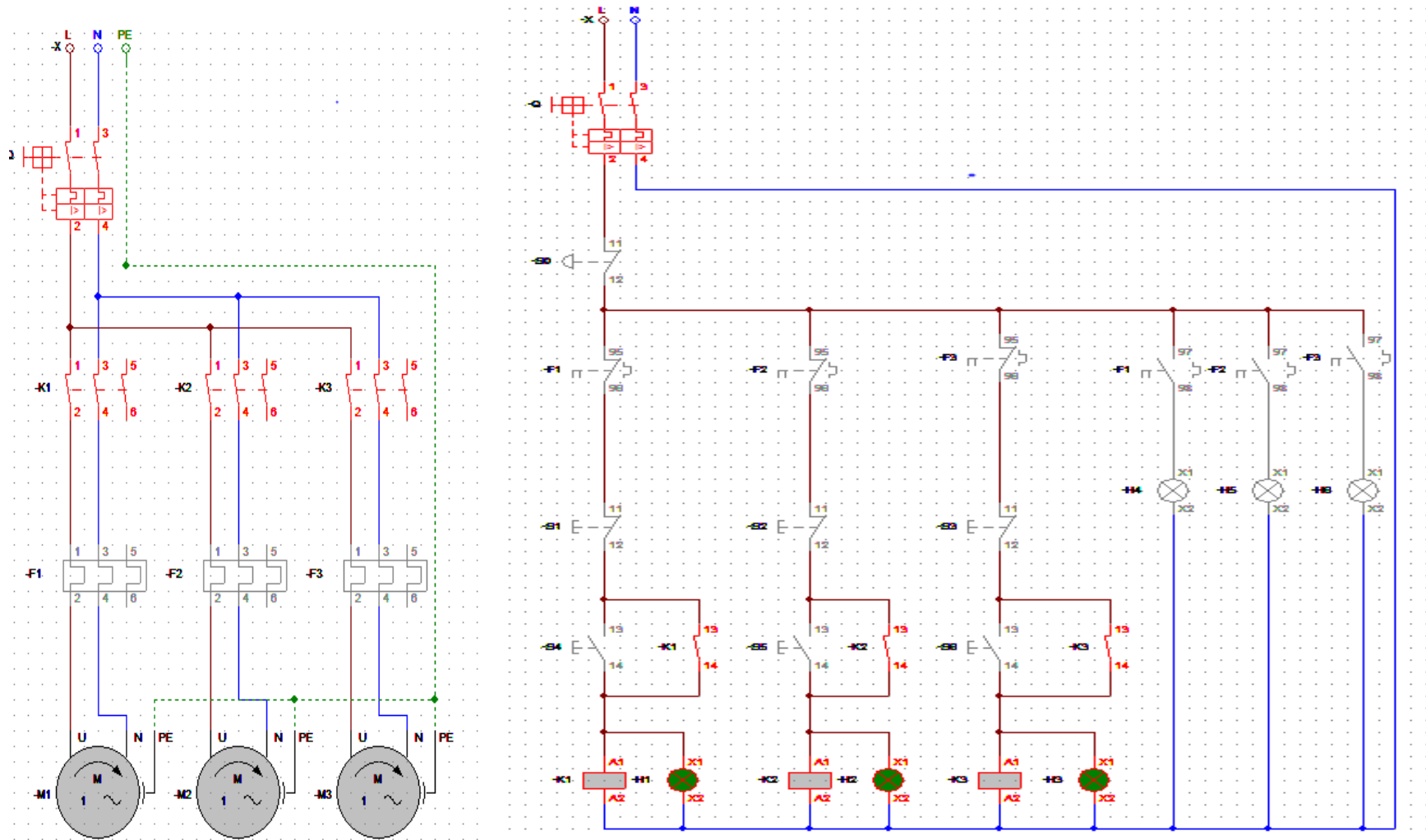
03 motores monofásicos 220 V/60HZ/ C.A.

L. Esquema eléctrico multifilar



Fuente: Propio ,2018.

M. Esquema eléctrico en funcionamiento



Fuente: Propio, 2018

3.6.9. Estudio económico

Costos y mantenimiento para la máquina peladora de corteza de caña de azúcar

El análisis de costos de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar se ha dividido en cada una de sus partes como lo indican en las tablas siguientes.

3.6.9.1. Costos Directos.

En la construcción de la máquina peladora son los que intervienen directamente como son materiales, mano de obra, equipos, herramientas y transporte.

a) Costos de partes diseñadas de la máquina

Tabla N°50.Costos de elementos de la máquina

Item	Descripción	Unid	Cant	Precio unit	Precio total
1	Eje hueco	Unid	1	600	600
2	Cuchillas de corte	Unid	3	40	120
3	Soporte de cuchillas	Unid	3	30	90
4	Estructura metálica	Unid	1	500	500
TOTAL					S/. 1310

Fuente: Propio, 2018.

b) Costos de partes normalizados de la máquina

Tabla N°51.Costos de elementos normalizados

Item	Descripción	Unid	Cant	Precio unit	Precio total
1	Motor eléctrico	Unid	3	500	1500
2	Poleas	Unid	1	40	40
3	Chumaceras	Unid	2	100	200
4	Cadenas	Unid	3	30	90
5	Rodillos	Unid	3	30	90
TOTAL					S/. 1920

Fuente: Propio, 2018.

c) **Costos del control eléctrico de la máquina**

Tabla N°52.Costos del sistema eléctrico

Item	Descripción	Unid	Cant	Precio unit	Precio total
1	Contactares	Unid	3	40	120
2	Relés térmicos	Unid	3	20	60
3	Llaves termo magnéticas	Unid	2	35	70
4	Llave diferencial	Unid	3	30	90
5	Pulsadores Na	Unid	3	2	6
6	Pulsadores Nc	Unid	3	2	6
7	Pulsador Zeta	Unid	1	2	2
8	Lámparas verdes de señalización	Unid	3	2	6
9	Lámparas rojas de emergencia	Unid	3	2	6
10	Conductor eléctrico	Mts	120	1	120
TOTAL					S/. 486

Fuente: Propio, 2018.

d) **Costos de la instalación de la máquina**

Tabla N°53.Costos de instalación de la máquina

Item	Descripción	Unid	Cant	Precio unit	Precio total
1	Sistema de instalación	Unid	1	200	200
TOTAL					S/. 200

Fuente: Propio, 2018

e) **Costos totales directos de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar**

Tabla N°54.Costo total directos

Item	Descripción	unid	Cant	Precio unit	Precio total
1	Costos de elementos de la máquina	Unid	1	1310	1310
2	Costos de elementos normalizados	Unid	1	1920	1920
3	Costos del sistema eléctrico	Unid	1	486	486
4	Costos de instalación	Unid	1	200	200
TOTAL					S/. 3916

Fuente: Propio, 2018.

3.6.9.2. Costos Indirectos.

Son gastos de fabricación que no pueden cargarse directamente a unidades específicas es decir la mano de obra indirecta.

a) Costos de ingeniería

Son aquellos que intervienen en el cálculo analítico, teórico, diseño y selección de mecanismos que garantizan el funcionamiento correcto de la máquina.

Tabla N°55.Costos indirectos

Costos ingenieriles	Cantidad	Unidad	Precio unit	Precio total
Diseño	30	Horas	7	210

Fuente: Propio,2018.

Para determinar el costo total indirecto se suma el costo ingenieril y la utilidad, pero como se trata de un trabajo de investigación la utilidad es 0

Tabla N°56. Costo total indirecto

Costos	Precio total
Ingeniarles	210
Utilidad	0

Fuente: Propio,2018

3.6.9.3. Costos totales de la máquina.

Se obtiene mediante la suma de los costos directos e indirectos totales calculados anteriormente.

Tabla N°57.Costo total de la máquina

Costos directos	3916
Costos indirectos	210
TOTAL	S/. 4126

Fuente: Propio,2018

3.6.9.4. Rentabilidad de la máquina

a) Depreciación.

La depreciación es una disminución del valor o del precio de la máquina. Esta caída puede detectarse a partir de la comparación con el valor o el precio previo, o en relación

a otras cosas de su misma clase. Para instalaciones, maquinarias, equipos y muebles 10% anual o 10 años. (SRi, 2014).

b) Causas de la depreciación.

Se consideran las siguientes causas

- a. Agotamiento.
- b. Desgaste.
- c. Explotación por tiempo limitado.
- d. Envejecimiento técnico.

c) . Valor de salvamento.

Es la estimación del valor que el bien tendrá para la empresa una vez cumplido su vida útil, considerando que para equipos y maquinaria la vida útil es de 8 años a continuación se calcula el valor de salvamiento.

Ecuación N°88: Valor de salvamiento

$$V_{salv} = V_{inicial} - \frac{V_{inicial} * n_u}{N}$$

Donde:

V_{salv} : Valor de salvamiento en (S/.).

$V_{inicial}$: Valor de costo inicial de la máquina peladora en (S/.).

n_u : Tiempo de vida util 8 años.

N : Tiempo de depreciación en 10 años.

Reemplazando en la ecuación N° 89 se tiene que el valor de salvamiento de la máquina es:

$$V_{sal} = 4126 - \frac{4126 * 8}{10} = 825 \text{ soles}$$

d) .Cálculo de la depreciación.

La depreciación se debe calcular teniendo en cuenta la vida útil es decir la duración que se le asigna a un bien como elemento de provecho para la empresa en función a:

- a. Capacidad de producción
- b. Tiempo. Años

El método de depreciación que se utilizará será de la línea recta es el método más utilizado por las empresas, se calcula a continuación.

Ecuación N°89: Depreciación anual

$$D_{an} = \frac{V_{ini} * V_{salv}}{N}$$

Donde:

- D_{An} : Depreciación anual (S/.).
- V_{ini} : Valor de costo inicial (S/.).
- V_{salv} : Valor de salvamiento (S/.).
- N : Tiempo de depresición (10 años).

Al reemplazar en la ecuación n° 90 se tiene que la depreciación anual de la máquina es:

$$D_{anual} = \frac{4126 - 825}{10} = 330$$

Con la máquina se desprecia a 10 años entonces se tiene los siguientes datos

Tabla N°58. Depreciación anual de la máquina peladora de corteza de caña

Periodo	Depreciación anual	Depreciación acumulada	Valor anual (s/.)
0	0	0	4126
1	330	330	3796
2	330	660	3466
3	330	990	3136
4	330	1320	2806
5	330	1650	2476
6	330	1980	2146
7	330	2310	1816
8	330	2640	1486
9	330	2970	1156
10	330	3300	826

Fuente: Propio, 2018.

3.6.9.5. Cálculo de ingresos.

La producción mensual de la máquina se calcula mediante la siguiente ecuación:

Ecuación N°90: Producción mensual

$$P_m = P_t * P_h * D_t$$

Donde:

P_m : Producción mensual.

P_t : Periodo de trabajo ($\frac{5h}{\text{dia}}$).

P_h : Producción ($200 \frac{Kg}{h}$).

D_t : Dias al mes (26 dias)

Al remplazar los datos en la ecuación N° 91 se obtiene que la producción mensual es:

$$P_m = 5 \frac{h}{\text{dia}} * 200 \frac{Kg}{h} * 26 \text{dias} = 26000 \text{ Kg}$$

El costo de venta de caña de azúcar es el mercado es de:

$$C_c = 1.70 \frac{\text{soles}}{Kg}$$

El valor de ingreso mensual por la venta de la caña de azúcar es de: S/44200 al mes.

3.6.9.6. Cálculo de egresos

a) Gasto de construcción

la máquina peladora de corteza de caña de azúcar tendrá un costo total de 4126 soles

b) Costos de materia prima (caña).

El costo de la caña puede variar $1.5 \frac{\text{soles}}{Kg}$ por tanto para una producción de 26000 kg al mes genera un egreso por materia prima de 39000 al mes

c) Costos de energía eléctrica consumida.

La máquina funciona con 3 motores monofásicos de 0.5 HP, el cual tiene una potencia de 0.4 Kw.

El periodo de trabajo es de $Pt = 5$ h/día

El consumo diario se calcula con la siguiente ecuación

Ecuación 91: Consumo diario de energía

$$E_{diario} = P_{motor} * t \quad \dots (35)$$

Donde:

E_{diario} : Consumo diario (KW – h)

P_{motor} : Consumo del motor (KW)

t : Tiempo diario de consumo (horas)

Al reemplazar los datos en la ecuación n° 92 se obtiene que el consumo diario es de

$$E_{dia} = 1.2 \text{ KW} * 5 = 6 \text{ KWh}$$

Teniendo en cuenta que en Perú el costo de energía promedio es de 0.35 KW-h para calcular el consumo eléctrico diario se usa la siguiente formula

$$E_{dia} = E_{dia} * C_{costo \text{ Kw-h}}$$

Donde:

C_{dia} : Costo diario (soles)

C_{diario} : Consumo diario en (KW – h)

$C_{costo \text{ Kw-h}}$: Valor en soles del (KW – h)

$$E_{dia} = 6 \text{ KW} - h * 0.35 = 2.1 \text{ soles}$$

Costo mensual teniendo en cuenta que al mes solo trabajan 26 días

Ecuación N°92: Costo mensual de energía

$$E_{Mes} = 156 \text{ KW} - h * 0.35 * 26 = 54.6 \text{ soles}$$

En la siguiente tabla se muestra el egreso por mantenimiento y operación de la máquina.

d) Costos por operación y mantenimiento mensual

Tabla N°59.Costo de operación y mantenimiento de la máquina

Detalle	Cantidad	Unid	Costo unitario (s/.)	Total
Grasa Kluber 44-22(Alimenticia)	1	unid	5	5.00
Materiales de limpieza (Detergente)	4	unid	2	8.00
Operador	2	unid	930	1860.00
Transporte de caña	5	unid	20	100.00
Agua para la limpieza	10	Gl	0.02	0.20
Costos de energía eléctrica consumida	145.47	Kwh	0.35	50.91
Depreciación	1		27.51	27.51
Materia prima	26000	Kg	1.5	39000
TOTAL, MENSUAL				S/.41051

Fuente: Propio, 2018.

3.6.9.7 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)

Es un criterio para rechazar o aceptar la factibilidad de un proyecto por lo tanto si el TIR es alto habrá una mayor rentabilidad.

Tabla N°60.Datos de evolución financiera

TASAS DE INTERÉS ACTIVAS DE MERCADO				
Ingrese fecha:		13/07/2018	(dd/mm/aaaa)	Consultar Exportar
Tasa de Interés Activa Promedio de Mercado Efectiva al 13/07/2018				
Moneda Nacional(TAMN)	13.99%	Anual	Factor Diario	0.00036
			*Factor Acumulado ¹	4,028.14947
Moneda Nacional(TAMN + 1)	14.99%	Anual	Factor Diario	0.00039
			*Factor Acumulado ¹	7,463.16900
Moneda Nacional(TAMN + 2)	15.99%	Anual	Factor Diario	0.00041
			*Factor Acumulado ¹	13,751.28555
Moneda Extranjera(TAMEX)	7.44%	Anual	Factor Diario	0.00020
			*Factor Acumulado ¹	20.86943
Tasa de Interés Promedio de las Operaciones Realizadas en los últimos 30 Días Útiles al 13/07/2018				
Moneda Nacional(FTAMN)	20.44%	Anual		
Moneda Extranjera(FTAMEX)	7.71%	Anual		
1: Acumulado desde el 01 de abril de 1991.				

Fuente: Superintendencia de banca y seguros y AFP republica del Perú, 2018

A continuación, convertimos la tasa anual en tasa mensual con la siguiente formula

$$T_{Anual} = (T_{Mensual} + a)^{12} - 1$$

Ecuación 93: Tasa mensual de retorno

$$T_{Mensual} = \sqrt[12]{(T_{Anual} + 1)} - 1$$

En la ecuación N°96 hallamos la tasa mensual

$$T_{Mensual} = \sqrt[12]{(0.2044 + 1)} - 1 = 1.56\%$$

El tiempo a evaluar el proyecto será de $n = 3$ Meses

3.6.9.8 Cálculo del flujo de caja

A continuación, se calcula el flujo de caja, necesario para el cálculo del TIR.

Ecuación N°94: Flujo de caja

$$F_c = VAI - VAE$$

Donde:

VAI : Valor mensual de ingresos

VAE : Valor mensual de egresos

$$F_c = 44200 - 41051 = S/.3149$$

Tabla N°61.Costos totales de la máquina

Inversión inicial	Ingreso mensual	Egreso mensual	Recuperación neta mensual
4126.00	44200	41051	3149

Fuente: Propio,2018.

En la siguiente tabla se visualiza el flujo de caja

Tabla N°62.Flujo de caja

Tiempo	Flujo de caja
Mes 0	-4126.00
Mes 1	3149
Mes 2	3149
Mes3	3149

Fuente: Propio,2018.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_c}{(1+k)^t} - I_o$$

Donde:

F_c : Flujo de caja en cada periodo de tiempo.

I_o : Inversión inicial.

n : Periodo considerado.

k : Tipo de interes.

$$VAN = \frac{3149}{(1+0.0156)^1} + \frac{3149}{(1+0.0156)^2} + \frac{3149}{(1+0.0156)^3} - 4126 = S/.5033$$

a) Cálculo de la tasa interna de retorno

Es la tasa con la cual el valor actual neto es igual a cero es decir la tasa cuando la maquina terminara de pagarse en los tiempos establecidos en los flujos de caja proporcionada

Ecuación N°95: Valor actual neto para los diferentes intereses

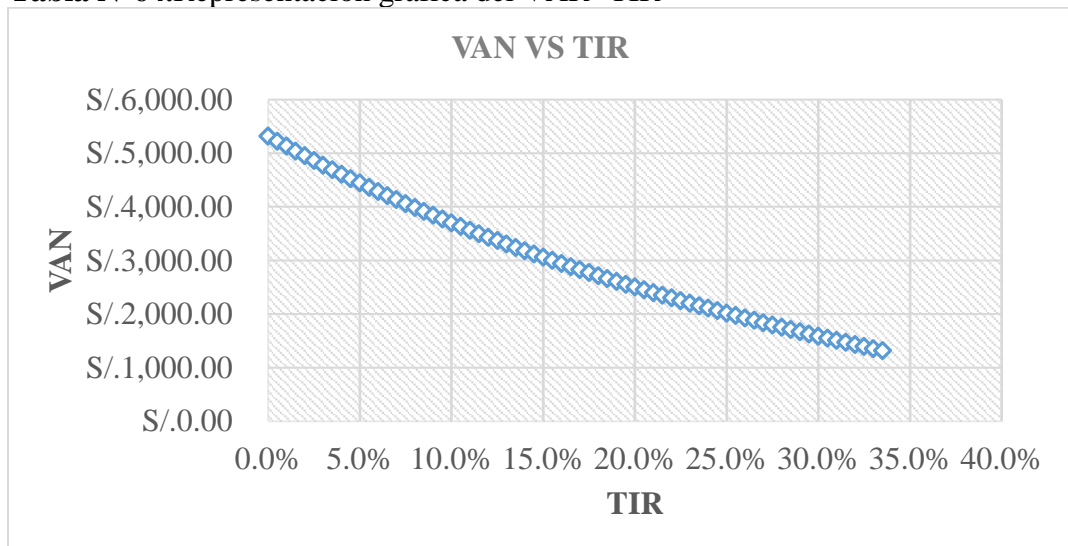
$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_c}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0$$

Tabla N°63. Valor actual neto para diferentes valores de interés

MES	FLUJO DE CAJA	TASA Dto	VAN
0	-4126	0.0%	S/. 5,321.00
1	3149	0.5%	S/. 5,227.31
2	3149	1.0%	S/. 5,135.16
3	3149	1.5%	S/. 5,044.52
		2.0%	S/. 4,955.35
		56.0%	S/. 16.02
		56.5%	S/. -6.60

Fuente: Propio,2018

Tabla N°64. Representacion grafica del VAR -TIR



Fuente: Propio,2018.

Como podemos ver con un TIR de 56.1% el VAN se hace 0

Para calcular la tasa interna de retorno mensual se calcula con la ecuación

$$T_{Mensual} = \sqrt[12]{(T_{anual} + 1)} - 1$$

$$T_{Mensual} = \sqrt[12]{(0.561 + 1)} - 1 = 3.78 \%$$

3.6.10 Criterios de decisión

La tasa de interés anual que otorgan los bancos financieros para un periodo anual es de $i=20.44\%$ (ver tabla N°63). Este es el interés pasivo efectivo vigente.

Se considera los siguientes aspectos para dar un criterio de aceptación o rechazo del proyecto.

Si $TIR > i$ El proyecto es aconsejable.

Si $TIR < i$ El proyecto no es aconsejable.

Si $TIR = i$ El proyecto es indiferente.

Con la tasa de interés efectivo vigente se evalúa el VAN, y para dar un criterio de aceptación o rechazo del proyecto se consideran los siguientes aspectos:

Si $VAN > 0$ Aceptar el proyecto, se obtiene un valor mayor a la inversión.

Si $VAN < 0$ Rechazar el proyecto porque no permite recuperar la inversión.

Si $VAN = 0$ Decisión entre invertir en el proyecto o en otra alternativa.

3.6.11. Interpretación del estudio económico.

El valor obtenido del TIR en el proyecto es de 3.78% , el cual es mayor al interés pasivo efectivo del banco de 1.56% . Es por ello el proyecto óptimo.

El VAN obtenido con la tasa de interés efectivo vigente de 1.56% , da un valor de S/. 5033 siendo mayor que cero es por ello que el proyecto es aceptable.

3.6.12 Manual de operación

El manual de operación especifica las precauciones, operación, mantenimiento, es necesario para operadores y personal técnico.

a) Características de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar

La máquina presenta las características siguientes

Tabla N°65. Características generales de la máquina

Máquina peladora de corteza de caña de azúcar	
Dimensiones generales	
características Generales	Largo:863mm
	Ancho:500mm
	Alto:450mm
	Capacidad de la máquina de producción :200Kg/h
	Material: Cuchillas y eje hueco giratorio acero inoxidable AISI 304
	Material: Estructura acero inoxidable ASTM A36
	Motores monofásicos de 0.5HP, con fuente de corriente eléctrica de 220V
	Peso total de la máquina 90Kg
	Tamiz (intercambiable: Lamina perforada de acero inoxidable AISI 304

Fuente: Propio, 2018.

b) Instrucciones de operación

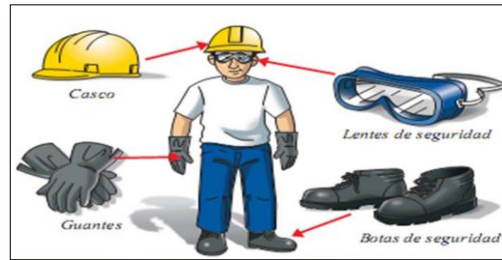
Se enumera a continuación el procedimiento para la puesta en marcha del pelado de la corteza de caña de azúcar

- a. Conectar la maquina en la línea de corriente eléctrica
- b. Colocar un recipiente en la parte inferior de la máquina para recibir la viruta de la corteza de caña de azúcar
- c. Para encender la maquina presione el pulsador de color verde
- d. Verificar que la luz piloto este encendido
- e. Direccional la caña de azúcar por el sistema de arrastre
- f. Recepcionar la caña de azúcar pelada en la salida de la maquina

c) Advertencias.

- a. No manipular componentes de la máquina en marcha.
- b. No utilizar la máquina para propósitos no descritos en el manual.
- c. Utilizar guantes para la manipulación de componentes de la máquina y durante los procesos del despulpado.
- d. Utilizar gafas y botas de protección.
- e. No trabajar sin la protección que equipan la máquina.

- f. Mantener una distancia de seguridad entre la máquina y el operario durante el tiempo que la maquina este en marcha.
- g. Tener sumamente cuidado al ingresar la fruta por la tolva debido a que la cuchilla se encuentra en funcionamiento.
- h. Recordar la obligación a los operarios que trabajen con la maquina deben llevar gafas, guantes y calzado de seguridad.



*Figura N°56.*Equipos de protección personal
Fuente: Técnicas de adiestramiento, 2016.

d) Planos

Los planos de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar se visualizan en anexos donde se encontrará toda la información referente a la máquina para una posible construcción y montaje.

3.6.13. Plan de mantenimiento preventivo

Para evitar reducir su vida útil de la máquina es necesario programar un mantenimiento preventivo que debe realizarse de acuerdo a los tiempos establecidos el cual se detalla a continuación.

Tabla N°66.Plan de mantenimiento preventivo

FRECUENCIA	PARTES CONSTITUTIVAS DE LA MÁQUINA						TRABAJOS A REALIZARSE
	CUCHILLAS	EJE PORTA CUCHILLAS	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	PROTECCIÓN DE MOTORES	ELEMENTOS DE CONEXIÓN	CHUMACERAS	
Semanal	x						Limpieza del tambor porta cuchillas
		x					Limpieza de cuchillas
Mensual						x	Lubricación de chumaceras
			x				Ajuste de bandas
					x		Ajuste de pernos y tornillos
					x		Verificación de funcionamiento
Trimestral	x						Afilado de cuchillas
	x						Alineación entre cuchillas y tambor hueco
Anual						x	Cambio de chumaceras cada 5 años
			x				Cambio de bandas cada 3 años

Fuente: Propia, 2018

3.6.14. Discusión de los resultados

La máquina peladora de corteza de caña de azúcar, realizara el pelado de la corteza de manera homogénea debido que cuenta con tres herramientas de corte cubriendo el paso aparente de la cuchilla , cuenta con dos rodillos de apoyo respondiendo a la velocidad lineal de alimentación .Comparado con la máquina hecha en India(Talaskar.S, 2013) cuenta con una sola herramienta de corte con el riesgo de no cubrir el paso continuo de corte ,por otro lado cuenta con un solo punto de apoyo esto permitirá que la caña este sometido a torsión.

El corte es por cuchillas sometidas a rotación considerando el más apropiado para un corte eficaz a diferencia del diseño hecho en china (Tong liau,2016) el corte lo realiza transversalmente en el sentido de la caña corriendo el riesgo de dejar espacios sin pelar

La máquina peladora de corteza de caña de azúcar es considerando un gran aporte para aumentar la producción ya que nuestro departamento de Lambayeque depende del comercio y la agricultura desarrollando a gran escala la producción de caña de azúcar.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Para iniciar con el diseño de la máquina fue fundamental determinar las necesidades de la distribuidora y comerciantes mediante una encuesta, buscar los estándares de diseño o normas para luego consolidarlo en especificaciones de rangos deseados para las funciones de la máquina, esto nos facilitó para definir el problema y siendo de importancia para seguir con pasos del diseño.

El diseño se seleccionó mediante una matriz de selección que nos permitió conocer y evaluar las ventajas, desventajas y además técnica y económicamente los 4 conceptos plantados cumpliendo con las características deseadas el concepto N^o04.

Se diseñó los componentes críticos de la máquina se apoyó en el software SOLIDWORKS permitiendo diseñar adecuadamente la geometría final además de simular las cargas que afectan en las cuchillas y eje hueco. El material seleccionado AISI 304 nos brinda los mejores resultados, esto se vio demostrado en las simulaciones por método de elemento finito.

Se hizo el cálculo teórico teniendo en cuenta la Norma ASME se realizó el análisis de carga estática y el análisis para falla por fatiga para asegurar el funcionamiento correcto de la máquina encontrando un factor de seguridad mayor a 20 para las cuchillas que es muy alto debido a que el nivel de cargas a las que se encuentra sometido es muy bajo a diferencia del eje con un factor de seguridad de 2.

Del análisis de elementos finitos que se realizó a los componentes críticos de la máquina se obtuvo factores de seguridad mayor a 2 y desplazamientos menores a 1 mm y las tensiones generadas están dentro del límite elástico del material utilizado garantizando el correcto funcionamiento de la maquina

Se concluye que el proyecto es rentable dado que el VAN es positivo (5033) con la tasa de interés efectivo vigente de 1.56%, además el TIR (3.78%) siendo mayor que la tasa de interés bancaria (1.56%). Es por ello el proyecto es aceptable.

RECOMENDACIONES

Se recomienda que la máquina al inicio y al fin del proceso de pelado sea automática evitando que el operario este ingresando la caña de forma manual.

Implementar una picadora de caña al final del rodillo expulsor para realizar el picado en trocitos de la caña de azúcar, evitando el trabajo manual en el proceso de picado

Se recomienda realizar el cálculo analítico de la estructura que soportan a los mecanismos (Motores eléctricos, reductor de velocidad y eje porta cuchilla).

Se recomienda realizar pruebas de resistencia de cizallamiento de la caña de azúcar “criolla” en Perú.

REFERENCIAS

REFERENCIAS

- Akande.FB. (2017). Some Mechanical Properties of Sugarcane at Different Sizes and Nigeria.
- AVNER, S. H. (1988). Introcucion a la metalurgia fisica. Mexico: McGRAW-Hill.
- Bioenciclopedia. (2015). Caña de azucar. Obtenido de <http://www.bioenciclopedia.com/cana-de-azucar/>
- Carvajal.R, m. (2017). Diseño de un pelador de cañas. Barcelona.
- Ebay. (3 de Mayo de 2016). Obtenido de Manual De Acero Inoxidable Pelador de caña de azúcar Mini máquina de caña de azúcar: https://www.ebay.com/itm/Manual-De-Acero-Inoxidable-Pelador-de-cana-de-azucar-Mini-maquina-de-cana-de-azucar-/182089098487?_ul=EC
- Hisyamudin.N. (2013). Peladora de corteza de caña. Malsia.
- INEI. (23 de Marzo de 2016). Producción de caña de azúcar se incrementó 8,7% . Obtenido de <https://www.inei.gob.pe/prensa/noticias/produccion-de-cana-de-azucar-se-incremento-87-en-enero-de-2016-8969/>
- Jaime, T. (2003). España - Gerona Patente nº 340922.
- Periodico gestión. (15 de Febrero de 2018). Ingenios azucareros crean Asociación Peruana de Agroindustriales del Azúcar y Derivados. Obtenido de <https://gestion.pe/economia/ingenios-azucareros-crean-asociacion-peruana-agroindustriales-azucar-derivados-227331>
- Plaza.C. (4 de septiembre de 2009). Obtenido de Tipos de caña de azucar: <http://cristianmauricioplaza.blogspot.pe/>
- Plaza.cristian. (2 de Septiembre de 2009). Tipos de caña de azucar. Obtenido de <http://cristianmauricioplaza.blogspot.pe/2009/09/la-cana-violeta-o-saccharum-violaceum.html>
- Solidworks.(2016).Aplicaciones del solidworks. Obtenido de https://es.slideshare.net/Intelligy_slide/aplicaciones-de-solidworks-en-la-industria/
- Talaskar.S. (2013). Design and manufacturing of sugar cane peeling machine. Warananagar.
- Talaskar.s. (2013). Diseño y fabricación d euna máquina de pelar caña de azucar. Warananagar.
- Turbau.Jaime. (2003). España-Gerona Patente nº 340922.

Ultima hora. (9 de Julio de 2017). La producción mundial de caña de azúcar. Obtenido de <http://www.ultimahora.com/brasil-sera-pionero-mundial-la-produccion-cana-azucar-transgenica-n1090266.html>

Xinfeng.ge. (2015). Diseño de peladora de caña. China.

Xinfeng.Ge. (2015). Diseño de peladora de caña de azucar. China.

Zhang.D. (2014). Diseño de máquina peladoira de cañas. China.

ANEXOS

Anexo N°1.Medidas de diámetros de caña y promedio de las mismas

Medida	Diámetro base	Diámetro extremo
1	22	5
2	21	12
3	19	15
4	19	16
5	31	20
6	22	15
7	20	14
8	25	21
9	26	14
10	18	11
11	19	14
Promedio	22	14

Fuente: Carvajal, (2017)

PRINCIPIOS GENERALES

- Art. 1.-** Los ingenieros están al servicio de la sociedad. Por consiguiente tienen la obligación de contribuir al bienestar humano, dando importancia primordial a la seguridad y adecuada utilización de los recursos en el desempeño de sus tareas profesionales
- Art. 2.-** Los ingenieros deben promover y defender la integridad, el honor y la dignidad de su profesión, contribuyendo con su conducta a que el consenso público se forme y mantenga un cabal sentido de respeto hacia ella y sus miembros, basado en la honestidad e integridad con que la misma se desempeña. Por consiguiente, deben ser honestos e imparciales. Sirviendo con fidelidad al público, a sus empleadores y a sus clientes; deben esforzarse por incrementar el prestigio, la calidad y la idoneidad de la ingeniería y deben apoyar a sus instituciones profesionales y académicas.
- Art. 3.-** Los ingenieros deben reconocer y hacer suyos los principios que el Colegio de Ingenieros del Perú desarrolla según el Art. 2.05 de su Estatuto y que resulten de aplicación al ejercicio profesional *.

ESTATUTO DEL CIP.

Título II - Principios.


Art. 2.05.- El propósito permanente del CIP es representar promover normar, controlar y defender el desarrollo de la ingeniería peruana y el ejercicio profesional de los ingenieros.

Art. 206. Consecuentemente con dicho propósito, el CIP reconoce y norma sus actividades en los principios siguientes:

- a) Autonomía institucional.
- b) Auto gobierno y participación de los ingenieros en todos los niveles e instancias de decisión institucional.
- c) Capacitación permanente de los ingenieros y la superación profesional.
- d) La primacía de la persona humana y sus derechos.
- e) La dignidad, tolerancia e igualdad entre sus integrantes; la responsabilidad social como valores centrales de sociedad.
- f) La afirmación de la paz, el derecho a la vida y la justicia social como valores centrales de la sociedad.
- g) La correspondencia ética entre medios y fines.
- h) La solidaridad con los ingenieros de la Orden y fundamentalmente con los latinoamericanos.
- i) La gestión empresarial de los ingenieros en el país

Fuente: Colegio de ingenieros del Perú, 2017

Anexo N°3.Resolución Rectoral N° 0447-2016

00807613

- 1

RESOLUCIÓN RECTORAL N° 0447-2016/USS

Pimentel, 04 de mayo de 2016

VISTO: El oficio N° 0254-2016/DI-USS de fecha 08 de abril de 2016 y el acta de sesión de Consejo Universitario de la Universidad Señor de Sipán de fecha 29 de abril del presente año, que aprueba el "CÓDIGO DE ÉTICA PARA LA INVESTIGACIÓN", y;

CONSIDERANDO:

Que, la Constitución Política del Perú en su Artículo 18° establece que "Cada Universidad es autónoma en su régimen normativo, de gobierno, académico, administrativo y económico. Las universidades se rigen por sus propios Estatutos en el marco de la Constitución y las Leyes".



Que, acorde con lo estipulado en el Artículo 8° de la Ley Universitaria N° 30220, la autonomía inherente a las Universidades se ejerce de conformidad con lo establecido en la Constitución, la presente Ley y demás normativa aplicable. Esta autonomía se manifiesta en los siguientes regímenes: normativo, de gobierno, académico, administrativo y económico; en ese sentido, la Universidad Señor de Sipán desarrolla sus actividades dentro de la autonomía prevista en la Constitución Política del Estado y la Ley Universitaria N° 30220.


Que, ante la existencia de cambios en la estructura orgánica de la Universidad Señor de Sipán, se está implementando la actualización tanto de documentos de gestión como de normatividad interna, los cuales se están adecuando a la nueva Ley Universitaria N° 30220; asimismo, dada la preponderancia que ha adquirido el quehacer investigativo en nuestra universidad, era necesario regular todos los procesos que ello conlleva, por lo cual se ha creído conveniente formular el CÓDIGO DE ÉTICA PARA LA INVESTIGACIÓN.

Que, de conformidad con el artículo 48° de la Ley Universitaria N° 30220, "la investigación constituye una función esencial y obligatoria de la universidad, que la fomenta y realiza respondiendo a través de la producción de conocimiento y desarrollo de tecnologías, a las necesidades de la sociedad, con especial énfasis en la realidad nacional. Los docentes, estudiantes y graduados participan en la actividad investigadora en su propia institución o en redes de investigación nacional o internacional, creadas por las instituciones universitarias públicas o privadas".



Que, el **CÓDIGO DE ÉTICA PARA LA INVESTIGACIÓN DE LA USS**, está compuesto por un conjunto de preceptos o normas que tienen por finalidad proteger los derechos, la vida, la salud, la intimidad, la dignidad y el bienestar de las personas que participan en un proyecto de investigación, cendiéndose a los principios éticos acogidos por la normativa nacional e internacional, y los acuerdos suscritos por nuestro país en la materia.

Que, el dispositivo normativo en mención consta de 51 (cincuenta y uno) artículos, distribuidos en X capítulos, y se rige por los principios éticos de humanidad, justicia, igualdad, no arbitrariedad, probidad, transparencia, reserva, decoro, responsabilidad, diligencia, dedicación, respeto y trabajo en equipo; así como por los deberes éticos de autonomía, principios éticos, responsabilidad, profesionalismo, normatividad, rendición de cuentas, buenas prácticas en la investigación, difusión, compromiso con la sociedad, supervisión y desarrollo profesional.



CAMPUS UNIVERSITARIO
KM 5 CARRETERA A PIMENTEL
TELÉFONO (+51) (74) 481610 / FAX 203861
WWW.USS.EDU.PE
CHICLAYO - PERÚ



UNIVERSIDAD
SEÑOR DE SIPÁN

Fuente: Universidad Señor de Sipán.

Anexo N°4. Directiva 2002/72/CE de la comisión relativa a los materiales y objetos plásticos destinados a entrar en contacto con productos alimenticios

L 220/18	ES	Diario Oficial de las Comunidades Europeas	15.8.2002
<p>DIRECTIVA 2002/72/CE DE LA COMISIÓN de 6 de agosto de 2002 relativa a los materiales y objetos plásticos destinados a entrar en contacto con productos alimenticios (Texto pertinente a efectos del EEE)</p>			
<p>LA COMISIÓN DE LAS COMUNIDADES EUROPEAS,</p>			
<p>Viso el Tratado constitutivo de la Comunidad Europea,</p>			
<p>Visa la Directiva 89/109/CEE del Consejo, de 21 de diciembre de 1988, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los materiales y objetos destinados a entrar en contacto con productos alimenticios (*), y, en particular, su artículo 3,</p>			
<p>Previa consulta al Comité científico de la alimentación humana,</p>			
<p>Considerando lo siguiente:</p>			
<p>(1) La Directiva 90/128/CEE de la Comisión, de 23 de febrero de 1990, relativa a los materiales y objetos plásticos destinados a entrar en contacto con productos alimenticios (*), cuya última modificación la constituye la Directiva 2002/17/CE (**), ha sido modificada sustancialmente en diversas ocasiones; por lo tanto, conviene, en aras de la claridad y racionalidad, proceder a su refundición.</p> <p>(2) El artículo 2 de la Directiva 89/109/CEE establece que los materiales y objetos terminados no deben ceder componentes a los productos alimenticios en cantidades que puedan representar un peligro para la salud humana u ocasionar una modificación inaceptable en la composición de los productos alimenticios.</p> <p>(3) Para alcanzar dicho objetivo en el caso de materiales y objetos plásticos, el instrumento apropiado es una directiva específica con arreglo al artículo 3 de la Directiva 89/109/CEE, cuyas disposiciones generales son también aplicables al supuesto de que ahora se trata.</p> <p>(4) El ámbito de aplicación de la presente Directiva debe coincidir con el de la Directiva 82/711/CEE del Consejo (*).</p> <p>(5) Al no ser las normas establecidas en la presente Directiva apropiadas para las resinas de intercambio iónico, estos materiales y objetos serán objeto de una posterior directiva específica.</p> <p>(6) Las siliconas no deberían considerarse materiales plásticos, sino elastoméricos, por lo que deberían excluirse de la definición de materias plásticas.</p> <p>(7) El establecimiento de una lista de sustancias autorizadas, acompañada de un límite de migración global y, en caso necesario, de otras restricciones específicas, bastará para lograr el objetivo fijado en el artículo 2 de la Directiva 89/109/CEE.</p>	<p>(8) Además de los monómeros y demás sustancias de partida plenamente evaluadas y autorizadas a nivel comunitario, existen también monómeros y sustancias de partida evaluadas y autorizadas en al menos un Estado miembro que se pueden seguir utilizando a la espera de que el Comité científico de alimentación humana las evalúe y adopte una decisión con respecto a su inclusión en la lista comunitaria; por consiguiente, la presente Directiva se ampliará cuando proceda a las sustancias y sectores excluidos provisionalmente.</p> <p>(9) La lista actual de aditivos es una lista incompleta, en la medida en que no contiene todas las sustancias aceptadas actualmente en uno o varios Estados miembros, de ahí que dichas sustancias continúen siendo reguladas por las leyes nacionales mientras se elabora una decisión sobre su inclusión en la lista comunitaria.</p> <p>(10) La presente Directiva sólo establece especificaciones para algunas sustancias, por lo que las demás, que pueden requerir especificaciones, continúan regulándose a este respecto mediante leyes nacionales, a la espera de una decisión a nivel comunitario.</p> <p>(11) Las restricciones establecidas en la presente Directiva para determinados aditivos no pueden aplicarse aún en todas las situaciones, a la espera de que se recopilen y evalúen todos los datos necesarios para mejorar la estimación de la exposición del consumidor en algunas situaciones específicas; por consiguiente, estos aditivos figuran en una lista diferente a la de los aditivos regulados plenamente a nivel comunitario.</p> <p>(12) La Directiva 82/711/CEE establece las normas básicas necesarias para evaluar la migración de los componentes de los materiales y objetos plásticos y la Directiva 85/572/CEE del Consejo (*) establece la lista de simulantes que deben utilizarse en las pruebas de migración.</p> <p>(13) Determinar la cantidad de una sustancia en un material u objeto terminado es más sencillo que determinar su nivel de migración específica. Por lo tanto, en determinadas condiciones se debería permitir que, más que mediante la determinación del nivel de migración específica, la verificación del cumplimiento se efectúe mediante la determinación de la cantidad.</p> <p>(14) Para determinados tipos de plásticos, la disponibilidad de modelos de difusión comúnmente reconocidos, basados en datos experimentales, permite estimar el nivel de migración de una sustancia en determinadas condiciones, lo que hace posible evitar análisis complejos, costosos y prolongados.</p>		
<p>(*) DO L 40 de 11.2.1989, p. 38. (**) DO L 75 de 21.3.1990, modificada por DO L 349 de 13.12.1990, p. 26. (*) DO L 58 de 28.2.2002, p. 19. (*) DO L 257 de 23.10.1982, p. 26; Directiva cuya última modificación la constituye la Directiva 97/48/CE (DO L 222 de 12.8.1997, p. 10). (*) DO L 372 de 31.12.1985, p. 14.</p>			

Fuente: Comisión de Comunidades Europeas.2002.

Anexo N°5.Formato de entrevista personal

Nombre Apellidos :

Cargo :

Distribuidora :

Rubro de la distribuidora :

Entrevistador :

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en las respectivas hojas.
- A cada pregunta le corresponda una alternativa de respuesta

CUESTIONARIO

A. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa diariamente?
.....
.....

B. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa anualmente?
.....
.....

C. ¿Abastece la demanda de trocitos de caña de azúcar en Chiclayo?
.....
.....

D. ¿Qué dimensiones desea que tenga la maquina peladora de corteza de caña de azúcar?
.....

.....
E. ¿Qué capacidad desea que tenga la maquina peladora de corteza de caña de azúcar?

.....
.....
F. ¿Cómo desea que sea el funcionamiento de la maquina peladora de corteza de caña de azúcar?

.....
.....
G. ¿La demanda es constante de la caña de azúcar en la ciudad de Chiclayo

.....
.....
H. ¿Para usted cual es más factible utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión eléctrico?

.....
.....
I. ¿En qué tiempo determinado desea recuperar su inversión?

.....
.....
J. ¿En qué tiempo desea que sea el mantenimiento de la maquina peladora de corteza de caña de azúcar?

.....
.....
K. Tiene alguna proyección de aumento de capacidad de producción a 3 años

.....
.....
Fuente: Propia,2018

Anexo N°6.Registro de entrevista personal

Nombre Apellidos : Luz Bella Segura Sánchez
Cargo : Propietaria
Distribuidora : Burgos
Rubro de la distribuidora : Agroindustrial
Entrevistador : Joseth Henry Chaponán Huamán

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en las respectivas hojas.
- A cada pregunta le corresponde una alternativa de respuesta

CUESTIONARIO

A. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa diariamente?

Comercializo 850 kg de caña

B. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa anualmente?

217 TN

C. ¿Abastece la demanda de trocitos de caña de azúcar en Chiclayo?

Si con mayor numero de personal

D. ¿Qué dimensiones desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

quisiera que tenga 700 x 900 x 450 mm

E. ¿Qué capacidad desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

que sea de 100 kg/h

F. ¿Cómo desea que sea el funcionamiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

Semiautomático

G. ¿La demanda es constante de la caña de azúcar en la ciudad de Chiclayo?

Es variable por la situación climática

H. ¿Para usted cual es más factible utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión interna?

un motor eléctrico

I. ¿En qué tiempo determinado desea recuperar su inversión?

En un año

J. ¿Cada qué tiempo desea que sea el mantenimiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

mensualmente

K. ¿Tiene alguna proyección de aumento de capacidad de producción a 3 años?

Si de producir 200 kg/h

**ENTREVISTA PARA DETERMINAR LAS NECESIDADES DE LA
DISTRIBUIDORA Y COMERCIANTES PARA EL DISEÑO DE UNA
MÁQUINA PELADORA DE CORTEZA DE CAÑA DE AZÚCAR**

Nombre Apellidos : Katherine Bustamante Mondoza
Cargo : Comerciante
Distribuidora : Independiente
Rubro de la distribuidora : Venta por mayor de alimento
Entrevistador : Jhoseth Henry Chopoñan Huaman

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en las respectivas hojas.
- A cada pregunta le corresponde una alternativa de respuesta

CUESTIONARIO

A. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa diariamente?

400 kg a 450 kg
.....
.....

B. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa anualmente?

120 TN
.....
.....

C. ¿Abastece la demanda de trocitos de caña de azúcar en Chiclayo?

Si
.....
.....

D. ¿Qué dimensiones desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

600 x 800 x 500 mm
.....
.....

E. ¿Qué capacidad desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

que tenga 130kg/h

F. ¿Cómo desea que sea el funcionamiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

manual

G. ¿La demanda es constante de la caña de azúcar en la ciudad de Chiclayo?

es variable

H. ¿Para usted cual es más factible utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión interna?

Motor Eléctrico

I. ¿En qué tiempo determinado desea recuperar su inversión?

11 meses

J. ¿Cada qué tiempo desea que sea el mantenimiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

cada 15 días

K. ¿Tiene alguna proyección de aumento de capacidad de producción a 3 años?

de producción 140 kg/h

**ENTREVISTA PARA DETERMINAR LAS NECESIDADES DE LA
DISTRIBUIDORA Y COMERCIANTES PARA EL DISEÑO DE UNA
MÁQUINA PELADORA DE CORTEZA DE CAÑA DE AZÚCAR**

Nombre Apellidos : Kerly Delgado Fernandez
Cargo : Comerciante
Distribuidora : independiente
Rubro de la distribuidora : Venta por mayor de alimentos
Entrevistador : Jhoseth Herry Chaponan Huaman

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en las respectivas hojas.
- A cada pregunta le corresponde una alternativa de respuesta

CUESTIONARIO

A. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa diariamente?

.....200kg.....
.....

B. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa anualmente?

.....31Tn.....
.....

C. ¿Abastece la demanda de trocitos de caña de azúcar en Chiclayo?

.....Si.....
.....

D. ¿Qué dimensiones desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

.....700 x 900 x 500 mm.....
.....

E. ¿Qué capacidad desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

Deseo que sea 80 kg/h

F. ¿Cómo desea que sea el funcionamiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

Automático

G. ¿La demanda es constante de la caña de azúcar en la ciudad de Chiclayo?

Variable

H. ¿Para usted cual es más factible utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión interna?

Motor combustión interna

I. ¿En qué tiempo determinado desea recuperar su inversión?

En 10 meses

J. ¿Cada qué tiempo desea que sea el mantenimiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

cada 2 meses

K. ¿Tiene alguna proyección de aumento de capacidad de producción a 3 años?

Si producen 90 kg/h

Nombre Apellidos : Oscar Ramos Rimanachin
Cargo : Comerciante
Distribuidora : independiente
Rubro de la distribuidora : venta por mayor de alimentos
Entrevistador : Penalta Segura Henry

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en las respectivas hojas.
- A cada pregunta le corresponde una alternativa de respuesta

CUESTIONARIO

A. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa diariamente?

300 kg. a 400 kg.

B. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa anualmente?

180 TN

C. ¿Abastece la demanda de trocitos de caña de azúcar en Chiclayo?

si

D. ¿Qué dimensiones desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

700 x 800 x 450 mm deseo que sea la maquina

E. ¿Qué capacidad desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

..... 140 kg/h
.....

F. ¿Cómo desea que sea el funcionamiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

..... manual
.....

G. ¿La demanda es constante de la caña de azúcar en la ciudad de Chiclayo?

..... Si es alto
.....

H. ¿Para usted cual es más factible utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión interna?

..... Motor combustion interna
.....

I. ¿En qué tiempo determinado desea recuperar su inversión?

..... 11 meses
.....

J. ¿Cada qué tiempo desea que sea el mantenimiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

..... cada 3 meses
.....

K. ¿Tiene alguna proyección de aumento de capacidad de producción a 3 años?

..... Si producir 160 kg/h
.....

**ENTREVISTA PARA DETERMINAR LAS NECESIDADES DE LA
DISTRIBUIDORA Y COMERCIANTES PARA EL DISEÑO DE UNA
MÁQUINA PELADORA DE CORTEZA DE CAÑA DE AZÚCAR**

Nombre Apellidos : Jeirui Altamirano Tipanco
Cargo : Comerciante
Distribuidora : Independiente
Rubro de la distribuidora : Venta por mayor de alimentos
Entrevistador : Jhoseth Henry Chapañan Huaman

INSTRUCCIONES:

- Lea cuidadosamente cada una de las preguntas, luego proceda a marcar en las respectivas hojas.
- A cada pregunta le corresponde una alternativa de respuesta

CUESTIONARIO

A. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa diariamente?

300 kg
.....
.....

B. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa anualmente?

60 Tm
.....
.....

C. ¿Abastece la demanda de trocitos de caña de azúcar en Chiclayo?

Si
.....
.....

D. ¿Qué dimensiones desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?

800 x 900 x 500
.....
.....

- E. ¿Qué capacidad desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?
 *Qu sea 110 kg/h*
- F. ¿Cómo desea que sea el funcionamiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?
 *manual*
- G. ¿La demanda es constante de la caña de azúcar en la ciudad de Chiclayo?
 *Variable*
- H. ¿Para usted cual es más factible utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión interna?
 *Motor combustion interna*
- I. ¿En qué tiempo determinado desea recuperar su inversión?
 *1 año*
- J. ¿Cada qué tiempo desea que sea el mantenimiento de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?
 *Cada 2 meses*
- K. ¿Tiene alguna proyección de aumento de capacidad de producción a 3 años?
 *Si que produzca 120 kg/h*

Fuente: Propia, 2018









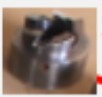





LISTADO DE PERSONAL ENTREVISTADO


Anexo N°7. Entrevistados distribuidora Burgos y comerciantes

NOMBRES Y APELLIDOS	CARGO
Luz Bella segura Sánchez	Propietaria
Katherine Bustamante Mendoza	Comerciante 1
Kerly Fernández Delgado	Comerciante 2
Oscar Ramos Rimarachín	Comerciante 3
Jeiner Altamirano Tiparra	Comerciante 4

Fuente: Propio, 2018.

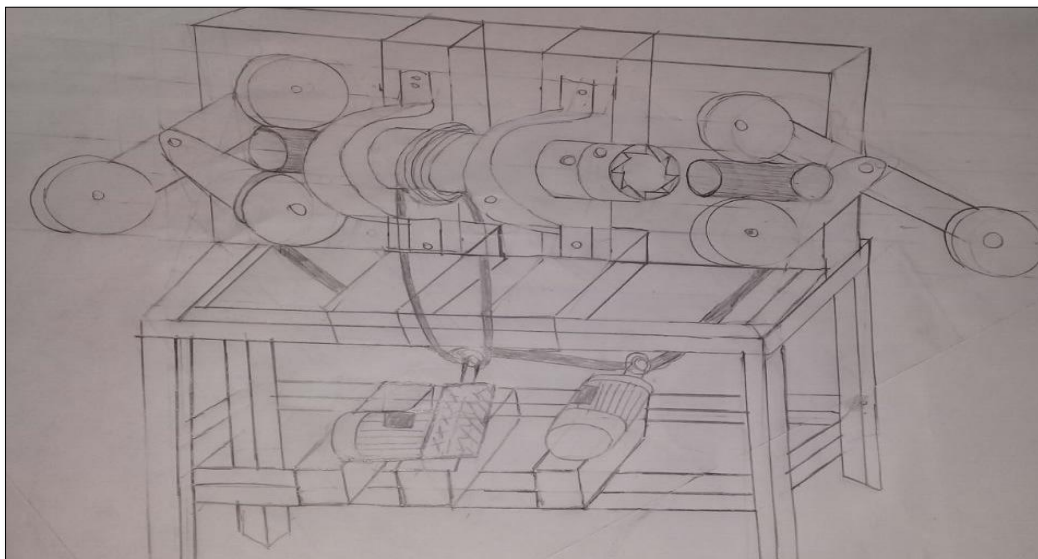
Anexo N°8. Matriz morfológica

Funciones principales	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Preparar caña			
Alimentación con caña			
Generar			
Transmisión			
Corte de corteza			
Expulsión de la caña			 Poleas

Concepto de solución	Timo de línea
1	
2	
3	
4	

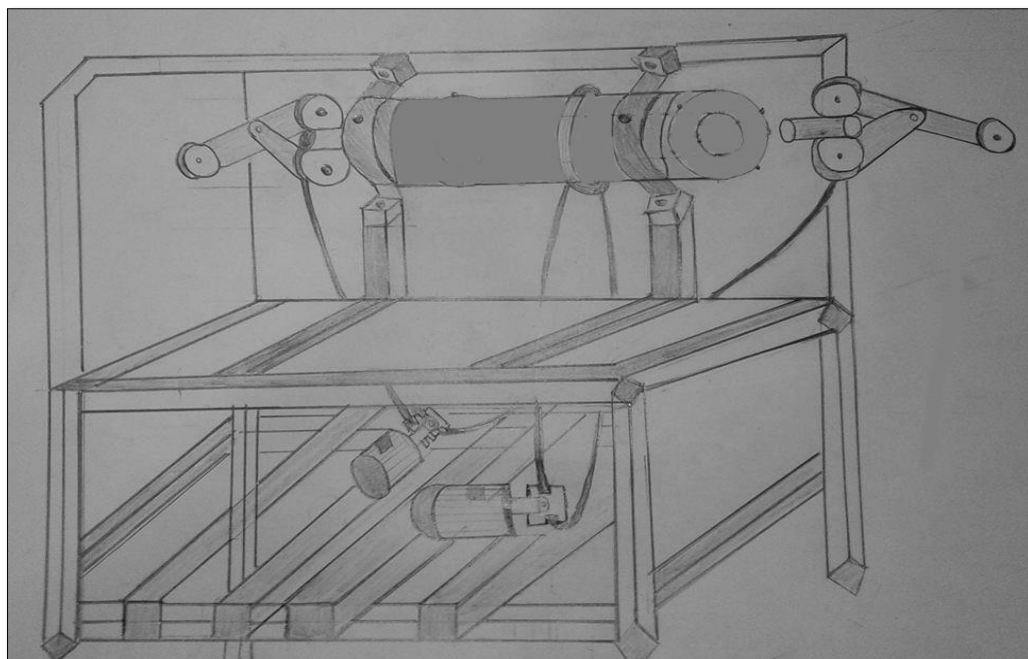
Fuente: Propia, 2018.

Anexo N°9. Concepto de Solución 01



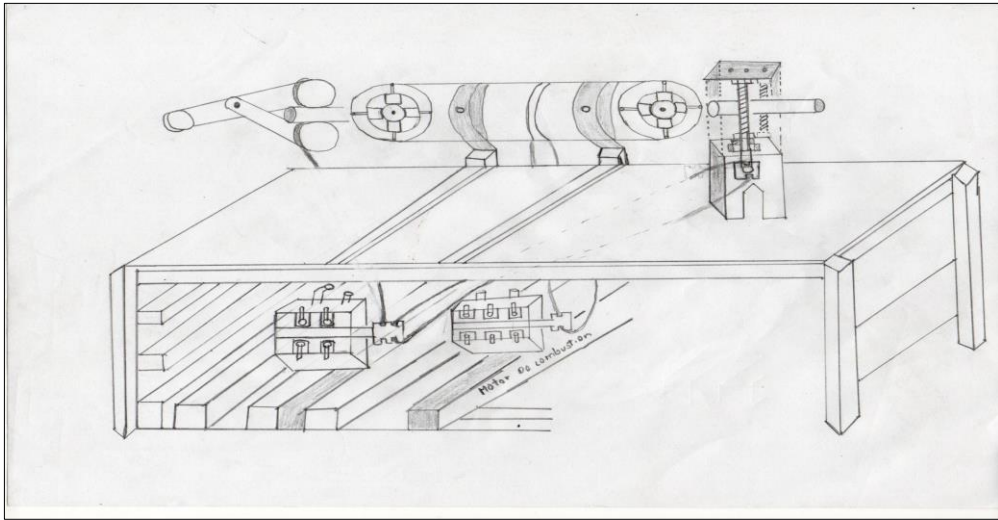
Fuente: Propia, 2018.

Anexo N°10. Concepto de Solución 02



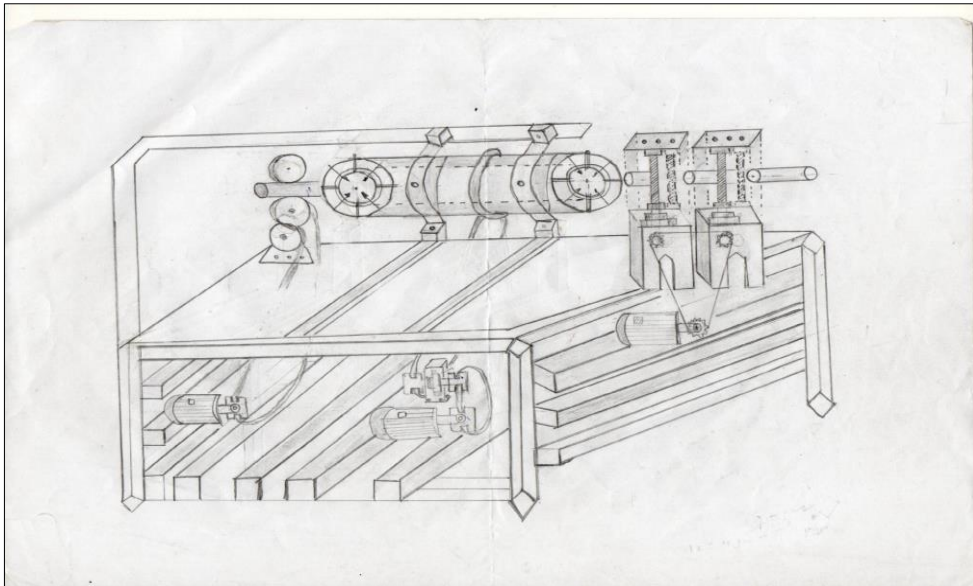
Fuente: Propia, 2018.

Anexo N°11. Concepto de Solución 03



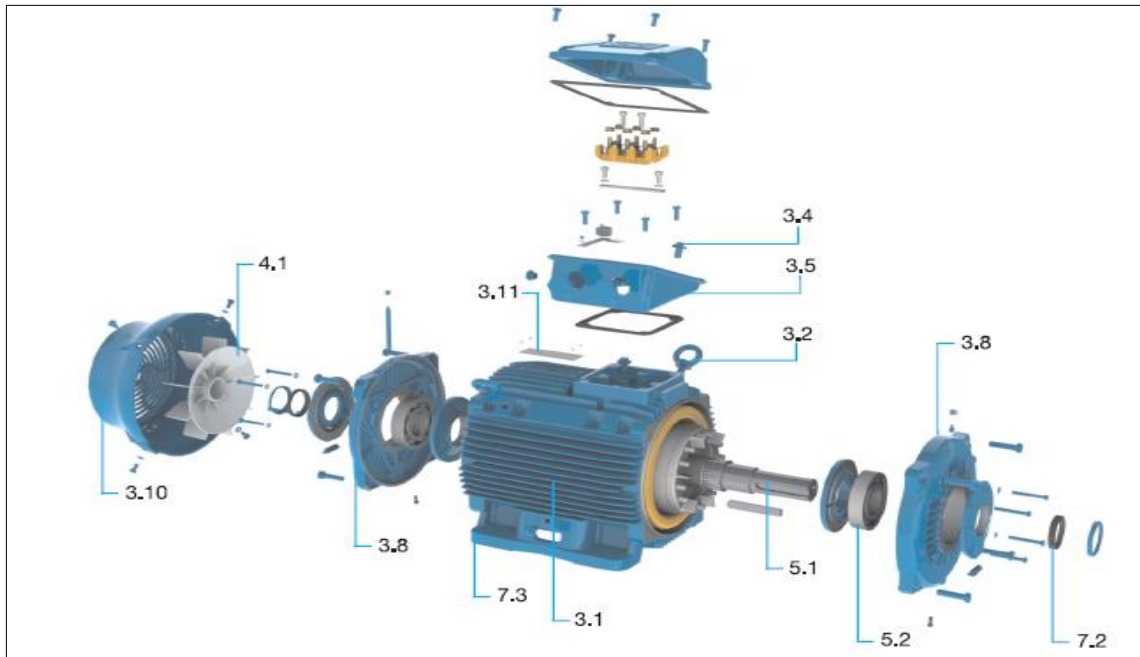
Fuente: Propia, 2018.

Anexo N°12. Concepto de Solución 04



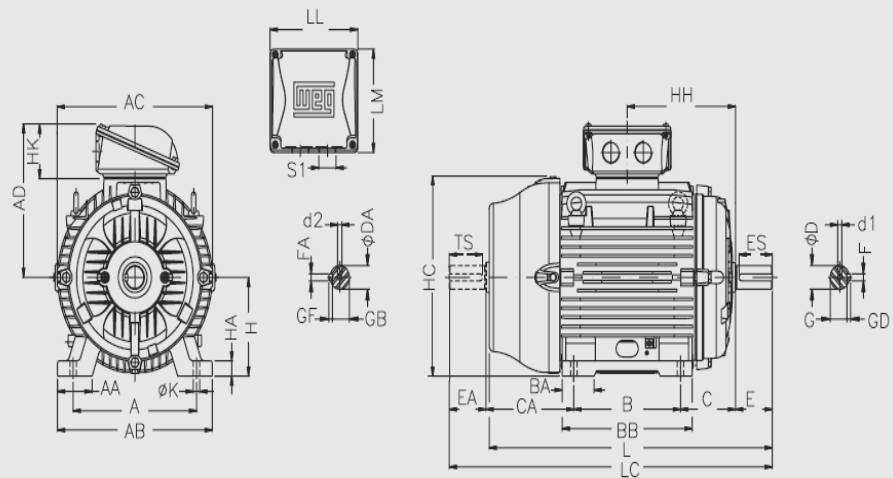
Fuente: Propia, 2018.

Anexo N°13. Características técnicas de motor.



3.1	Carcasa
3.2	Cáncamos de elevación
3.4	Conectores de tierra
3.5	Caja de bornes
3.8	Escudo
3.10	Directriz de aire
3.11	Placa de características
4.1	Ventilador
5.1	Eje
5.2	Rodamientos
7.2	Sistema de sellado
7.3	Plan de pintura

Carcasas 63 a 112



Fuente: Motores Monofásicos Armazón 48 & 56

Anexo N°14.Factor de seguridad para el diseño de flechas según norma ANSI-ASME

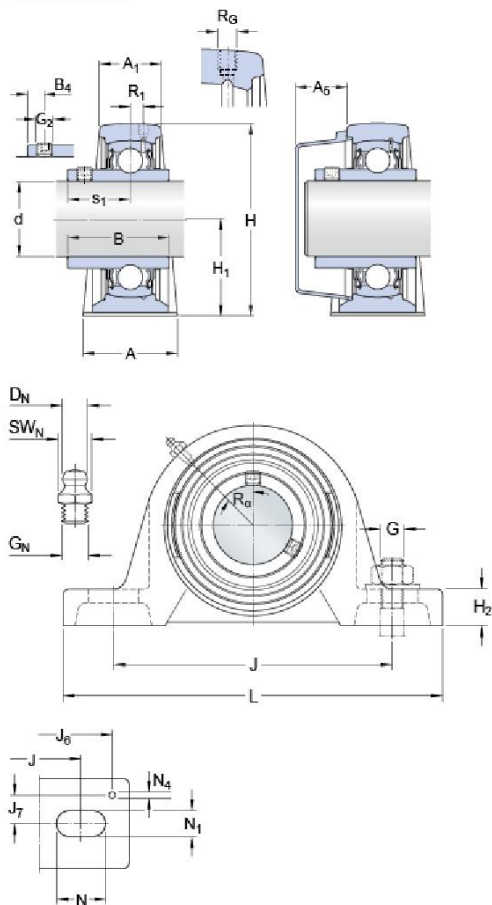
<i>Condiciones de carga</i>	<i>Factor de seguridad F.S</i>
<i>Cargas estables</i>	2.0
<i>Cargas con impacto moderado</i>	3.0
<i>Cargas con impacto fuerte</i>	4.0

SY 65 TF

Material

Fundición

Dimensiones



d	65	mm
A	65	mm
A ₁	44	mm
A ₅	35.5	mm
B	68.3	mm
H	150	mm
H ₁	76.2	mm
H ₂	29	mm
J	203	mm
J	max. 216	mm
J	min. 190	mm
L	258	mm
N	35	mm
N ₁	22	mm
s ₁	42.9	mm

Orificio roscado

R _G	1/4-28 UNF	
R ₁	5.5	mm
R _α	45	°

Boquilla engrasadora

D _N	6.5	mm
SW _N	7	mm
G _N	1/4-28 SAE-LT	

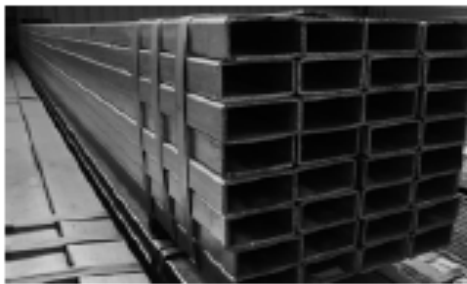
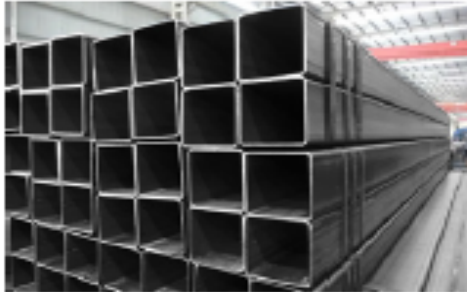
Fijas de situación

J ₆	238	mm
J ₇	22.5	mm

Fuente: SKF

Anexo N° 16. Selección de tubo cuadrado para estructura de la máquina

Tubo Cuadrado y Rectangular de Acero ASTM A500



TUBO CUADRADO A500

Dimensiones		Espesor	Peso Teórico
mm	pulg		
25 x 25	1" x 1"	1.5	1.061
		2	1.480
30 x 30	1 1/4" x 1 1/4"	1.5	1.300
		2	1.700
40 x 40	1 1/2" x 1 1/2"	1.5	1.720
		2	2.544
		3	3.320
		1.5	2.250
50 x 50	2" x 2"	2	3.122
		2.5	3.872
		3	4.316
		2	4.500
75 x 75	3" x 3"	2.5	5.560
		3	6.810
		2	6.185
		2.5	7.678
100 x 100	4" x 4"	3	9.174
		4	12.133
		4.5	13.594
		6	18.980
125 x 125	5" x 5"	3	11.310
		4	14.870
		4.5	16.620
		6	21.690
150 x 150	6" x 6"	3	13.670
		4.5	20.8
		6	27.388

* Equivalencias de conversión son aproximadas.

TUBOS ACERO A500

El tubo cuadrado de acero estructural laminado al caliente (LAC), presenta una soldadura interna con el sistema ERW. Son ampliamente utilizados en el mantenimiento industrial, implementos agrícolas, equipos de transporte, ornamental, etc.

Especificaciones: ASTM A500, AISI A500

Fácil de soldar, cortar, dar forma y maquinar.
Longitud 6 metros.

Propiedades Mecánicas	Límite de Fluencia (Mpa) mín.	269
	Resistencia a la Tracción (Mpa) mín.	310
	Elongación Probeta 8"	25.0% mínimo

TUBO RECTANGULAR A500

Dimensiones		Espesor	Peso Teórico
mm	pulg		
20 x 40	3/4" x 1 1/2"	1.5	1.354
		2	1.700
25 x 50	1" x 2"	1.5	1.650
		2	2.261
40 x 60	1 1/2" x 2 1/4"	1.5	2.280
		2	3.033
		2.5	3.600
		3	4.280
40 x 80	1 1/2" x 3 1/8"	1.5	2.710
		2	3.660
		2.5	4.390
		3	5.190
50 x 75	2" x 3"	3	5.423
50 x 100	2" x 4"	2	4.500
		2.5	5.560
		3	6.600
		4	8.590
50 x 150	2" x 6"	2	6.165
		2.5	7.678
		3	9.174
		4	11.730
100 x 150	4" x 6"	3	10.850
		4.5	16.800
		6	21.700
100 x 200	4" x 8"	3	13.670
		4	18.010
		4.5	20.150
		6	26.400
150 x 200	6" x 8"	4	21.150
		4.5	23.680
		6	31.100

* Equivalencias de conversión son aproximadas.

Fuente: Tubos acero inoxidable ASTM A500.

Anexo N°17. Resistencia a la tensión de materiales

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)				Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura e_f
			Fluencia S_y MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_u MPa (kpsi)	Coefficiente σ_y MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18

*Los valores se tomaron de una o dos coladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

[†]Valor derivado.

Fuente: Shigley, Octava Edición, 2008.

Anexo N°18. Diámetro normalizado para alambre del resorte

<i>CALIBRE</i>	<i>Alambre de acero (pulg)</i>	<i>Alambre cuerda de piano (pulg)</i>	<i>Calibre Brown & Sharpe (pulg)</i>	<i>Diámetros métricos recomendables (mm)</i>
7/10	0.490	-	-	13.0
6/0	0.4615	0.004	0.580	12.0
5/0	0.4305	0.005	0.516	11.0
4/0	0.393	0.006	0.460	10.0
3/0	0.362	0.007	0.409	9.0
2/0	0.331	0.008	0.364	8.5
0	0.306	0.009	0.324	8.0
1	0.283	0.010	0.289	7.0
2	0.262	0.011	0.257	6.5
3	0.243	0.012	0.229	6.0
4	0.225	0.013	0.204	5.5
5	0.207	0.014	0.181	5.0
6	0.192	0.016	0.162	4.8
7	0.177	0.018	0.144	4.5
8	0.162	0.020	0.128	4.0
9	0.148	0.022	0.114	3.8
10	0.135	0.024	0.101	3.5
11	0.120	0.026	0.090	3.0
12	0.105	0.029	0.080	2.8
13	0.091	0.031	0.072	2.5
14	0.080	0.033	0.064	2.0
15	0.072	0.035	0.057	1.8
16	0.062	0.037	0.050	1.6
17	0.054	0.039	0.045	1.4
18	0.047	0.041	0.040	1.2
19	0.041	0.043	0.035	1.0
20	0.034	0.045	0.032	0.9
21	0.031	0.047	0.028	0.80
22	0.028	0.049	0.025	0.70
23	0.025	0.051	0.022	0.65
24	0.023	0.055	0.020	0.6 ó 0.55
25	0.020	0.059	0.017	0.50 ó 0.55
26	0.018	0.063	0.015	0.45
27	0.017	0.067	0.014	0.45
28	0.016	0.071	0.012	0.40
29	0.015	0.075	0.011	0.40
30	0.014	0.080	0.010	0.35
31	0.013	0.085	0.008	0.35
32	0.012	0.090	0.0079	0.30 ó 0.35
33	0.011	0.095	0.007	0.30
34	0.010	0.100	0.0063	0.28
35	0.0095	0.106	0.00501	0.25
36	0.0090	0.102	0.00500	0.22
37	0.0085	0.118	0.00445	0.22
38	0.0085	0.124	0.00396	0.20
39	0.008	0.130	0.00353	0.20
40	0.0070	0.138	0.00314	0.18

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott .

Anexo N°19. Tabla de motores monofásicos – con condensador permanente

W22 Monofásico - Con condensador permanente - 60 Hz

Potencia kW	HP	Carcasa	Par nominal Tn (kgfm)	Corriente con rotor trabado Iv/in	Par con rotor trabado T/Tn	Par Máximo Tv/Tn	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)	Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal In (A)			
												Rendimiento			Factor de potencia			220V		440 V	
												50	75	100	50	75	100				
II polos																					
0,09	0,12	63	0,025	4,8	0,6	3,1	0,0002	11	9,0	50	3500	30,2	39,9	47,0	0,82	0,84	0,96	0,807	0,453		
0,12	0,16	63	0,033	4,7	0,65	3,1	0,0002	9	9,3	50	3505	31,4	41,5	48,2	0,98	0,99	0,99	1,12	0,560		
0,18	0,25	63	0,050	4,9	0,5	3	0,0002	6	9,6	50	3505	37,5	48,2	55,6	0,87	0,91	0,94	1,57	0,785		
0,25	0,33	63	0,070	4,4	0,5	2,5	0,0002	6	9,8	50	3480	42,2	53,1	60,2	0,98	0,97	0,98	1,93	0,965		
0,37	0,5	71	0,106	4,0	0,55	2,25	0,0005	14	10,8	60	3415	45,5	55,6	61,3	0,99	0,99	0,99	2,74	1,37		
0,55	0,75	71	0,157	4,2	0,45	2,2	0,0006	11	11,8	60	3410	53,6	62,8	67,2	0,99	1,0	0,99	3,76	1,88		
0,75	1	80	0,212	4,1	0,45	2,1	0,0009	16	16,4	65	3450	59,4	68,8	73,2	0,98	0,98	0,99	4,70	2,35		
1,1	1,5	90S	0,310	5,2	0,3	2,2	0,0022	8	24,0	69	3455	70,0	77,0	79,2	0,94	0,96	0,97	6,51	3,26		
1,5	2	90L	0,428	5,2	0,3	2,15	0,0023	13	26,5	69	3410	76,7	81,3	81,9	0,95	0,97	0,97	8,58	4,29		
2,2	3	90L	0,623	6,0	0,45	2,3	0,0027	6	28,0	69	3440	73,0	79,0	81,5	0,97	0,98	0,99	12,4	6,2		
Carcasas Opcionales																					
0,75	1	71	0,216	3,9	0,6	2,1	0,0006	6	11,8	60	3385	54,0	63,7	66,6	0,99	0,99	0,99	5,02	2,51		
IV Poles																					
0,09	0,12	63	0,051	3,7	0,9	2,7	0,0008	41	9,0	47	1720	30,2	40,4	47,7	0,98	0,98	0,97	0,884	0,442		
0,12	0,16	63	0,069	3,3	0,65	2	0,0006	29	9,0	47	1690	35,3	45,5	52,3	0,83	0,95	0,97	1,08	0,540		
0,18	0,25	63	0,104	3,6	0,75	2,2	0,0007	19	9,5	47	1690	35,7	46,3	53,5	0,97	0,98	0,99	1,54	0,770		
0,25	0,33	71	0,143	3,5	0,65	2,1	0,0008	15	11,4	55	1700	36,0	46,5	56,0	0,97	0,97	0,98	2,07	1,04		
0,37	0,5	71	0,212	3,5	0,7	1,8	0,0009	28	11,4	55	1700	43,6	55,1	61,5	0,99	0,99	0,99	2,76	1,38		
0,55	0,75	80	0,313	3,9	0,4	1,9	0,0029	12	16,5	55	1710	54,2	63,4	67,4	0,95	0,97	0,98	3,78	1,89		
0,736	1	80	0,422	3,7	0,45	1,9	0,0029	11	16,8	55	1700	57,1	66,4	70,3	0,97	0,98	0,99	4,81	2,41		
1,1	1,5	90S	0,630	4,8	0,45	2,05	0,0055	20	24,8	58	1700	64,3	72,1	75,1	0,97	0,98	0,98	8,79	3,40		
1,5	2	90L	0,864	4,4	0,45	1,9	0,0066	17	27,7	58	1690	66,2	73,8	76,2	0,99	0,99	0,99	9,04	4,52		
Carcasas opcionales																					
0,25	0,33	63	0,148	3,4	0,6	1,8	0,0007	31	10,2	47	1650	49,7	59,8	64,5	0,96	0,97	0,98	1,80	0,900		
0,37	0,5	80	0,208	4,2	0,55	2,25	0,0025	10	15,8	55	1730	45,4	56,3	62,7	0,98	0,99	0,99	2,71	1,36		
0,55	0,75	71*	0,315	3,7	0,45	1,8	0,0009	22	12,2	55	1700	51,5	63,0	66,1	0,98	0,99	0,99	3,85	1,83		
VI Poles																					
0,09	0,12	63	0,078	2,5	0,7	2,0	0,0007	6	9,5	47	1120	35,0	45,0	50,0	0,85	0,88	0,89	0,920	0,460		
0,12	0,16	71	0,107	2,5	1,1	2	0,0006	6	11,8	55	1090	26,0	37,5	44,0	0,91	0,93	0,94	1,30	0,650		
0,18	0,25	71	0,162	2,5	0,75	2	0,0009	6	12,7	55	1080	27,0	35,0	43,0	0,64	0,70	0,75	2,70	1,35		
0,25	0,33	71	0,230	2,5	0,7	1,7	0,0009	6	12,7	55	1060	39,0	49,0	53,0	0,74	0,80	0,86	2,50	1,25		
0,37	0,5	80	0,328	3,0	0,5	1,7	0,0024	6	14,7	55	1100	43,0	51,0	57,0	0,74	0,82	0,88	3,40	1,70		
0,55	0,75	80	0,481	3,0	0,6	1,7	0,0032	6	16,7	55	1090	51,0	60,0	64,0	0,83	0,90	0,94	4,20	2,10		

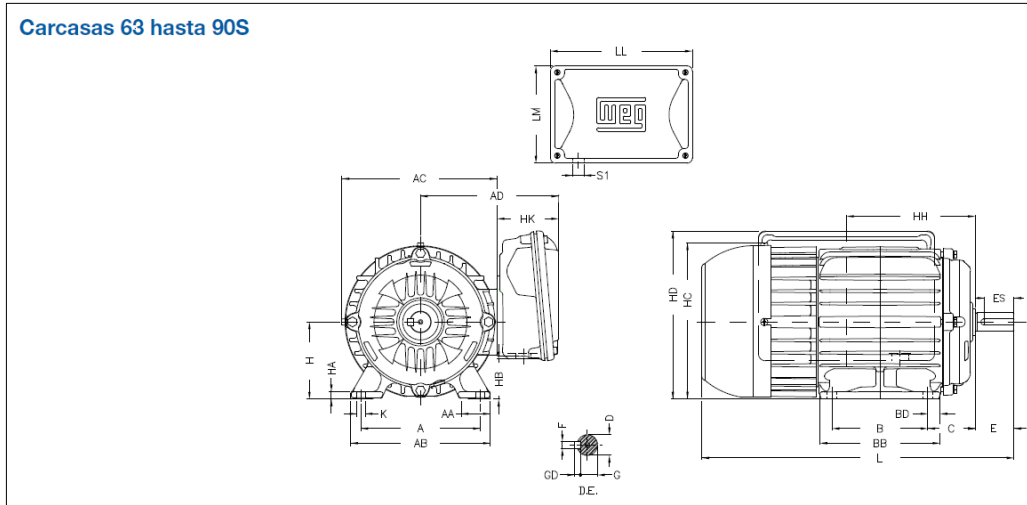
Nota:

(*) Motores con elevación de temperatura F (105K).

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott .

Anexo N°20. Carcasa de motor monofásico

Carcasas 63 hasta 90S



Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	BD	C	Eje					
										D	E	ES	F	G	GD
63	100	26	116	129	128	80	95	7.5	40	11j6	23	14	4	8,5	4
71	112	29	132	145	136	90	114	11.75	45	14j6	30	18	5	11	5
80	125	31	149	163	145	100	126	12.75	50	19j6	40	28	6	15,5	6
90S	140	37	164	182	155	125	131	15.5	56	24j6	50	36	8	20	7
90L					181										
100L	160	40	188	203	191	140	173	16.5	63	28j6	60	45	24	33	8
112M	190	41	220	226	206	177	18.5	70							
132S	216	46	248	274	234	140	187	23.5	89	38k6	80	63	10	33	8
132M						178	225								
132M/L						178/203	250								

Carcasa	H	HA	HB	HC	HD	HH	HK	K	L ¹	L ²	LL	LM	S1	Rodamientos	
														Delantero	Trasero
63	63	7	23	130	156	115	65	7	256	216	184	135	1xM20	6201 ZZ	6201 ZZ
71	71		31	145	164	125			293	250				6202 ZZ	6202 ZZ
80	80	8	41	163	174	135	91	10	326	277	221	206	1xM25	6204 ZZ	6203 ZZ
90S	90		9	45	182	178			141	334				305	
90L	100	10	26	205	227	154	94	12	358	329	246	232	1xM32	6206 ZZ	6206 ZZ
100L			43		244	168			418	-				6207 ZZ	
112M	112	16	40	226	280	179	94	12	423	-	246/286 ¹	232	1xM32	6308 ZZ	6206 ZZ
132S	132		16	60	274	319			198	451					
132M		217					489	-							
132M/L		229					514	-							

Nota:

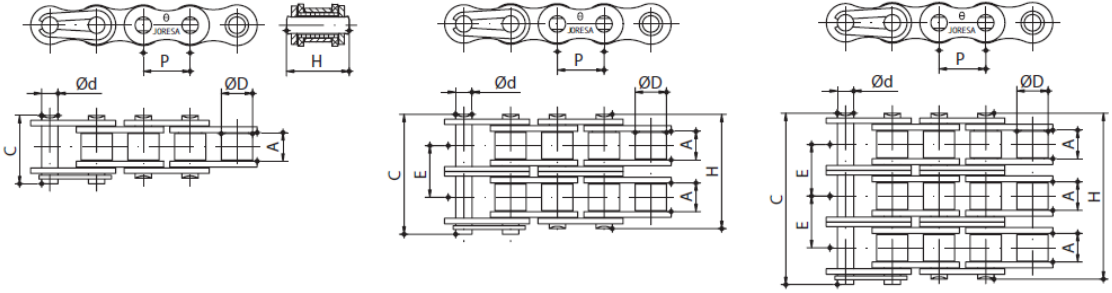
1) Para motores con condensador de arranque o arranque + permanente

2) Para motores con condensador permanente

3) Cota 286 mm para motores con 15 cv 2 polos / 10 y 12,5 cv 4 polos

Fuente: Motores Monofásicos Armazón 48 & 56 .

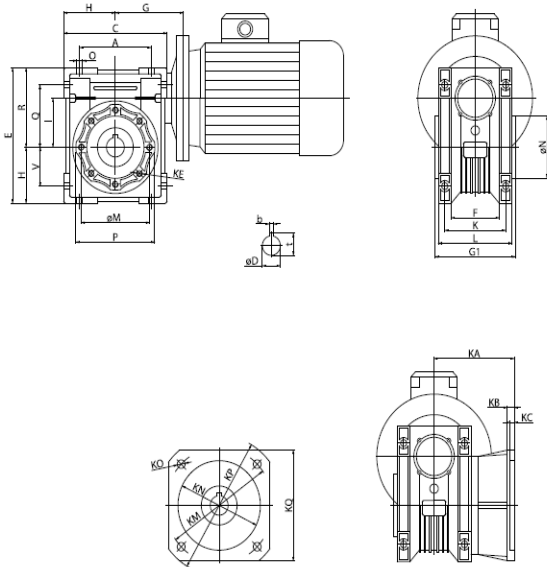
Anexo N°21. Característica de cadena seleccionada



Cadenas simples norma americana <i>Simple chains american standard</i>				Cadenas dobles norma americana <i>Duplex chains american standard</i>				Cadenas triples norma americana <i>Triplex chains american standard</i>					
CÓDIGO CODE	PASO PITCH		ANCHO INTERIOR INNER WIDTH A min. mm.	DIÁMETRO RODILLO ROLLER DIAMETER Ø D max. mm.	DIÁMETRO DEL EJE PIN DIAMETER Ø d max. mm.	LONGITUD DEL EJE PIN LENGTH H max. mm.	LONG. EJE UNIÓN CONN. LINK PIN LENGTH C max. mm.	SUPERFICIE ARTICULACIÓN PROJECTED BEARING AREA S' cm ²	CARGA DE ROTURA AVG. TENSILE STRENGTH A.T.S. daN-Kg	PASOS POR METRO PITCHES PER METER P-Mtr. Aprox.	PESO POR METRO WEIGHT PER METER q Kg/m.		
	JORESA	ISO										P Pulg.-Inch	P mm.
25*	04C-1	1/4	6,35	3,18	3,30	2,31	7,80	10,90	0,11	375	157	0,14	
35*	06C-1	3/8	9,525	4,68	5,08	3,59	12,18	15,48	0,27	1.050	105	0,33	
40	08A-1	1/2	12,70	7,85	7,95	3,96	17,80	21,70	0,45	1.850	79	0,64	
50	10A-1	5/8	15,875	9,40	10,16	5,08	21,80	25,90	0,71	3.050	63	1,06	
60	12A-1	3/4	19,05	12,57	11,91	5,94	26,90	31,50	0,97	4.150	52	1,58	
80	16A-1	1	25,40	15,75	15,88	7,92	33,50	38,90	1,76	7.250	39	2,61	
100	20A-1	1 1/4	31,75	18,90	19,05	9,53	41,10	47,20	2,58	11.000	31	3,85	
120	24A-1	1 1/2	38,10	25,22	22,23	11,10	50,80	57,40	3,90	14.550	26	5,55	
140	28A-1	1 3/4	44,45	25,22	25,40	12,70	54,90	62,30	4,67	19.150	22	7,70	
160	32A-1	2	50,80	31,55	28,58	14,27	65,50	73,40	6,40	25.500	20	10,00	
200	40A-1	2 1/2	63,50	37,85	39,68	19,84	80,30	90,50	10,85	38.800	16	16,69	
240	48A-1	3	76,20	47,35	47,63	23,80	95,50	106,00	16,11	52.650	13	25,17	

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott .

Anexo N°22. Selección del motorreductor del sistema de arrastre



Tamaño	A	C	D (H7)	E	F	G	G1	H	I	L	M	N (h8)	O	P	Q
30	54	80	14	97	32	55	63	40	30	56	65	55	6.5	75	44
40	70	100	18	121.5	43	70	78	50	40	71	75	60	6.5	87	55
50	80	120	25	144	49	80	92	60	50	85	85	70	8.5	100	64
63	100	144	25	174	67	95	112	72	63	103	95	80	8.5	110	80
75	120	172	28	205	72	112.5	120	86	75	112	115	95	11	140	93
90	140	208	35	238	74	129.5	140	103	90	130	130	110	13	160	102
110	170	252.5	42	295	-	160	155	127.5	110	144	165	130	14	200	125
130	200	292.5	45	335	-	180	170	147.5	130	155	215	180	16	250	140

Tamaño	R	V	K	KA	KB	KC	KE	KM	KN	KO	KP	KQ	b	t	Peso Kg
30	57	27	44	54.5	6	4	M6x11 (4)	68	50	6.5(4)	80	70	5	16.3	1.2
40	71.5	35	60	67	7	4	M8x8 (4)	87	60	9(4)	110	95	6	20.8	2.3
50	84	40	70	90	9	5	M8x10 (4)	90	70	11(4)	125	110	8	28.3	3.5
63	102	50	85	82	10	6	M8x14 (8)	150	115	11(4)	180	142	8	28.3	6.2
75	119	60	90	111	13	6	M8x14 (8)	165	130	14(4)	200	170	8	31.3	9
90	135	70	100	111	13	6	M10x18 (8)	175	152	14(4)	210	200	10	38.3	13
110	167.5	85	115	131	15	6	M10x18 (8)	230	170	14(8)	280	260	12	45.3	35
130	187.5	100	120	140	15	6	M12x21 (8)	255	180	16(8)	320	290	14	48.8	48

Capacidad Nominal a 1000 rpm

Relación Nominal	Velocidad de salida	Velocidad de entrada n1= 1000 rpm								
		Tamaño PolyFix								
i	n2 (rpm)	PFM-30	PFM-40	PFM-50	PFM-63	PFM-75	FM-90	PFM-110	PFM-130	
7.5	133.33	Hp	0.20	0.50	0.75	1.50	2.50	3.60	5.50	7.50
10	100	Hp	0.20	0.50	0.75	1.50	2.50	3.60	5.50	7.50
15	66.66	Hp	0.16	0.34	0.75	1.00	2.00	2.70	5.00	6.50
20	50	Hp	0.16	0.34	0.50	1.00	2.00	2.70	5.00	6.50
25	40	Hp	0.16	0.25	0.50	0.75	1.25	2.00	3.50	5.50
30	33.33	Hp	0.12	0.25	0.50	0.75	1.00	2.00	3.50	5.00
40	25	Hp	0.12	0.25	0.34	0.75	1.00	1.50	3.00	4.00
50	20	Hp	0.08	0.16	0.34	0.50	0.75	1.50	2.00	4.00
60	16.66	Hp	0.08	0.12	0.25	0.50	0.75	1.00	1.75	2.75
80	12.5	Hp	0.05	0.12	0.16	0.33	0.50	0.75	1.50	2.00
100	10	Hp	-	0.08	0.12	0.25	0.33	0.55	1.00	1.50

Hp : Potencia del motor








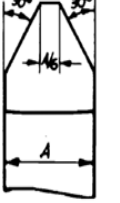
M2: Momento nominal a la salida del moto-reductor en kgm

η : Rendimiento mecánico

Nota: Los valores de rpm(n2) indicados corresponden a la velocidad nominal del motor. Para calcular el valor exacto se deberá considerar el valor indicado por el fabricante del motor.

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott .

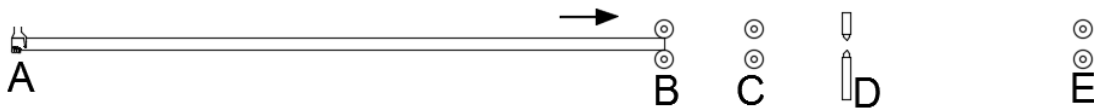
Anexo N°23. Cuchillas para tornos y acepilladoras


CUCHILLAS PARA TORNOS Y ACEPILLADORAS							
NOMENCLATURA Y ANGULOS LATERALES							
N.º	NOMBRE	N.º	NOMBRE	N.º	NOMBRE	N.º	NOMBRE
1	Afinar y pequeña pasada	2	Desbaste a gran pasada	3	Desb. fuerte mano izq.	4	Desb. fuerte mano dcha.
							
N.º	NOMBRE	N.º	NOMBRE	N.º	NOMBRE	N.º	NOMBRE
5	Desb. ligero mano izq.	6	Desb. ligero mano dcha.	7	Desbaste a dos manos	8	Afinado de bronce
							

Fuente: Herramientas de corte, 2015

Anexo N°24. Cálculo teórico del recorrido de la caña de azúcar

a. Sujeción manual y en primer par de rodillos



Haciendo $\sum M_B = 0$ 

$$-A_y \cdot 1,8 \text{ m} + 14,715 \text{ N} \times 0,9 \text{ m} + 44,67 \text{ Nm} = 0$$

$$A_y = 32.17 \text{ N}$$

Haciendo $\sum F_y = 0$ \uparrow

$$Ay - P1 + By = 0$$

$$By = P1 - Ay = 14,715 \text{ N} - 32.17 \text{ N} = -17.46 \text{ N}$$

DCL de la caña con las fuerzas que actúan sobre ella.

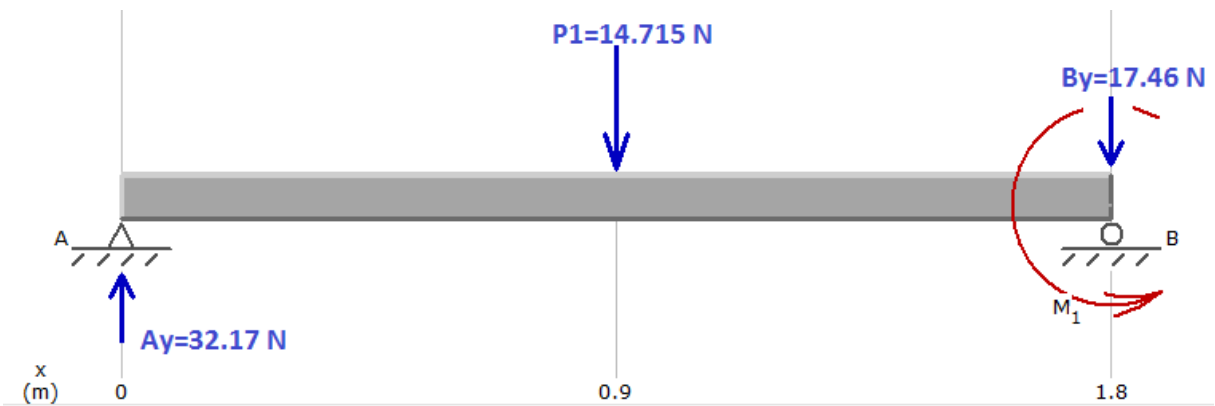


Figura N°57.D.C.L.de la caña en el primer par de rodillos

Fuente: Propio, 2018

Diagrama de fuerza cortante

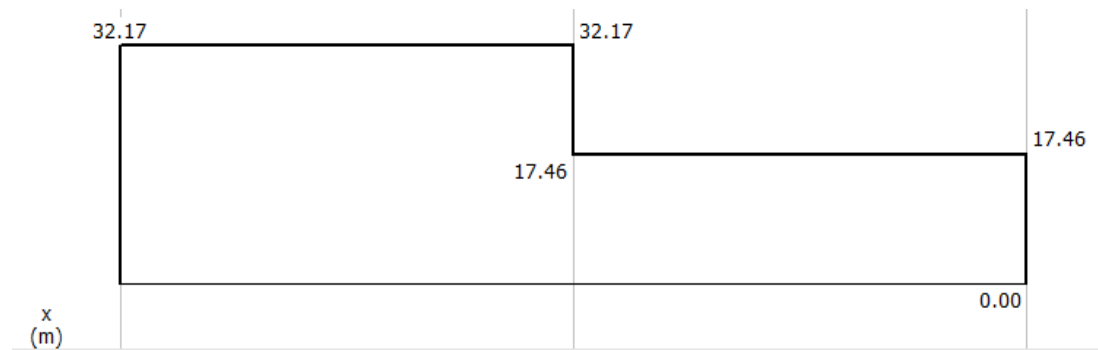


Figura N°58.Diagrama de fuerza cortante

Fuente: Propio, 2018

Diagrama de análisis del momento

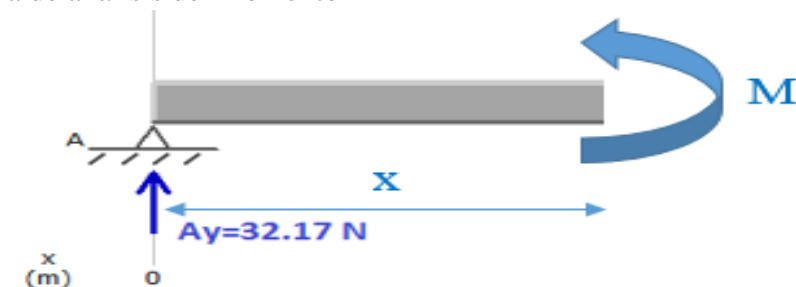


Figura N°59.Diagrama de análisis

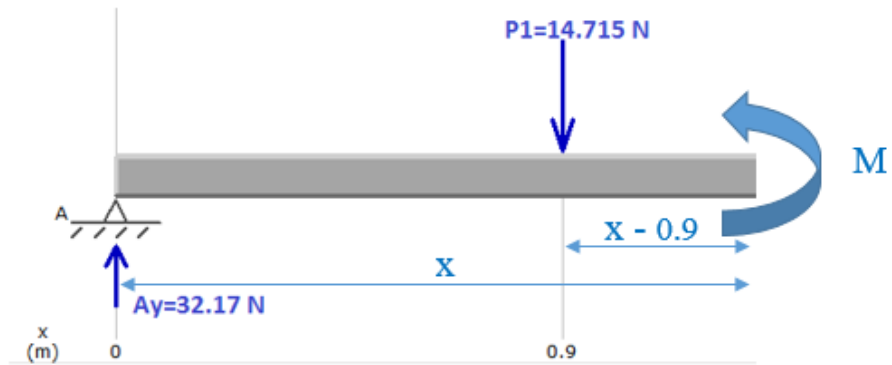
Fuente: Propio, 2018.

$$-A_y \cdot x + M = 0$$

$$M = A_y \cdot x = 32.17 \cdot x$$

Reemplazando valores: $x = 0 \rightarrow M=0$

$$x = 0.9 \rightarrow M = (32.17) \cdot (0.9) = 28.95 \text{ Nm}$$



$$-A_y \cdot x + P_1(x - 0.9) + M = 0$$

$$M = A_y \cdot x - P_1(x - 0.9) = 32.17x - 14.715(x - 0.9)$$

Reemplazando valores: $x = 0.9 \rightarrow M=28.95 \text{ Nm}$

$$x = 1.8 \rightarrow M = 44.66 \text{ Nm}$$

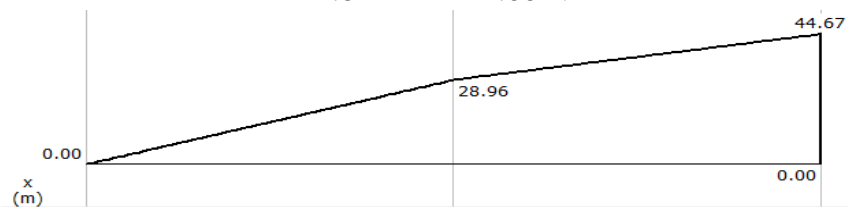
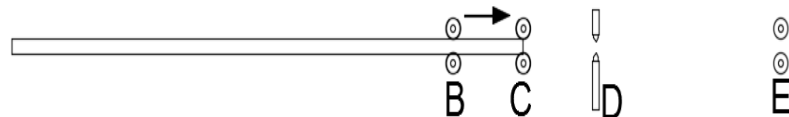


Figura N°60. Diagrama de momento flector

Fuente: Propio, 2018

b. Sujeción entre dos pares de rodillos



$$M_1 = M_2 = 44.67 \text{ N}$$

Haciendo $\sum M_B = 0$

$$-P_1 \times 0.726 + 44.67 + 44.67 - C_Y \times 0.174 = 0$$

$$\frac{(14.715)(0.726) + 44.67 + 44.67}{0.174} = CY$$

$$CY = 574.85 \text{ N}$$

$$BY = 574.85 \text{ N}$$

Haciendo $\sum F_y = 0$ \uparrow

$$-P1 + BY - CY = 0$$

$$-14.715\text{N} + BY - CY = 0$$

$$BY - CY = 14.715 \text{ N}$$

DCL de la caña con las fuerzas que actúan sobre los pares de rodillos.

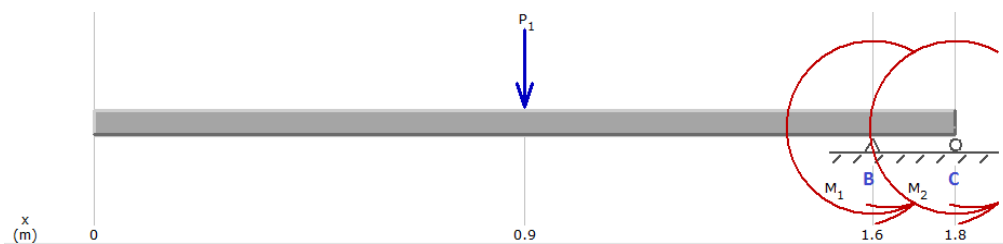


Figura N° 61.D.C. L En dos pares de rodillos

Fuente: Propio, 2018

Diagrama de fuerza cortante

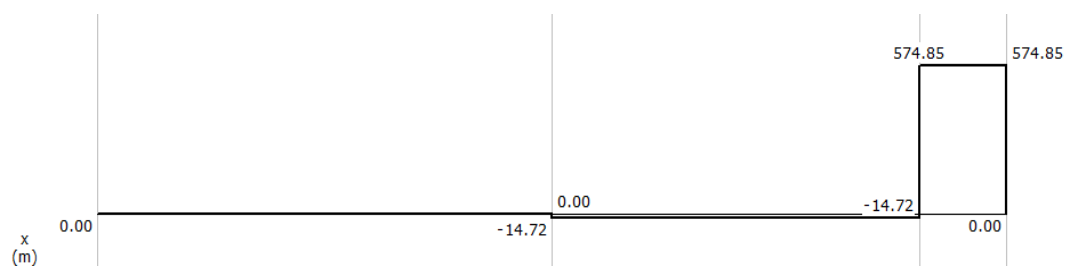


Figura N°62.Diagrama de fuerza cortante

Fuente. Propio, 2018

Ecuaciones de momento flector

Tramo $x = 0.9 \text{ m} \rightarrow x = 1.626 \text{ m}$

$$P1(X - 0.9) + M = 0$$

$$M = -14.715(X - 0.9)$$

$$X = 0.9 \longrightarrow M = 0$$

$$X = 1.626 \longrightarrow M = -10.683Nm$$

Tramo x= 1.626 m → x= 1.8 m

$$P1(X - 0.9) - BY(X - 1.626) + 44.67 + M = 0$$

$$M = BY(X - 1.626) - P1(X - 0.9) - 44.67$$

$$M = 589.56(X - 1.626) - 14.715(X - 0.9) - 44.67$$

Remplazando valores

$$X = 1.626 m \longrightarrow M = -55.35 Nm$$

$$X = 1.8 m \longrightarrow M = 44.67 Nm$$

Determinar X para que M = 0

$$0 = 589.56 * -958.62456 - 14.715 * +13.2435 - 44.67$$

$$x = \frac{958.62 - 13.24 + 44.67}{589.56 - 14.715}$$

$$x = 1.72$$

Diagrama de momento flector

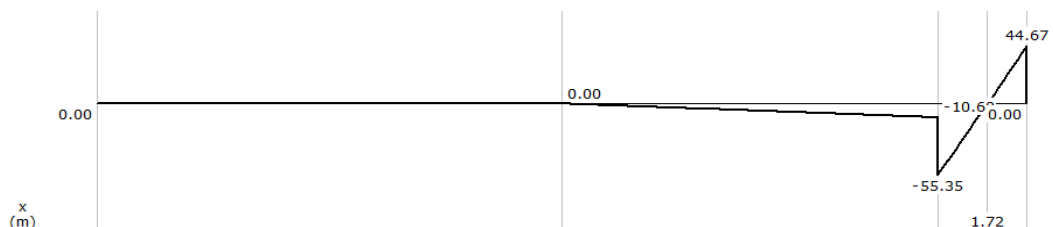
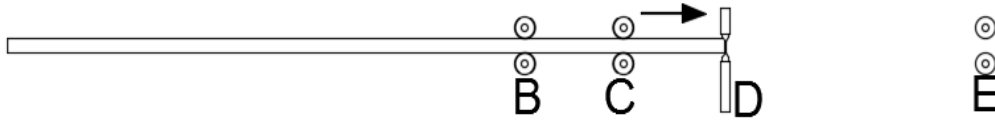


Figura N°63. Diagrama de momento flector

Fuente: Propio, 2018.

c. Sujeción entre dos pares de rodillos y herramienta de corte



DCL de la caña entre dos pares de rodillos y herramienta de corte

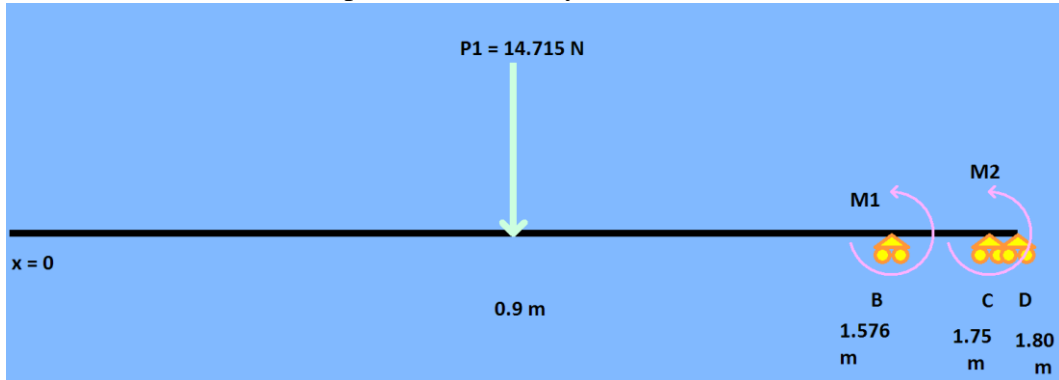


Figura N°64. DCL dos pares de rodillos y herramienta de corte
Fuente: Propio, 2018.

Diagrama de fuerza cortante

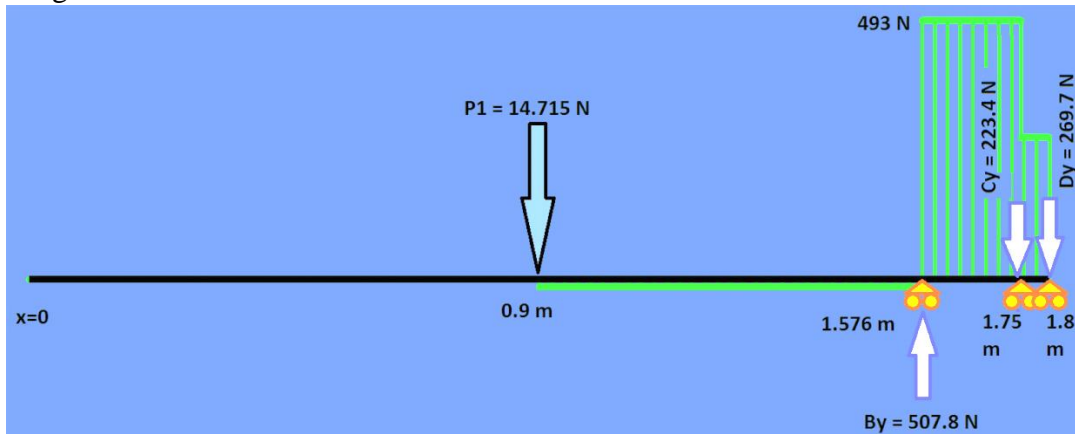
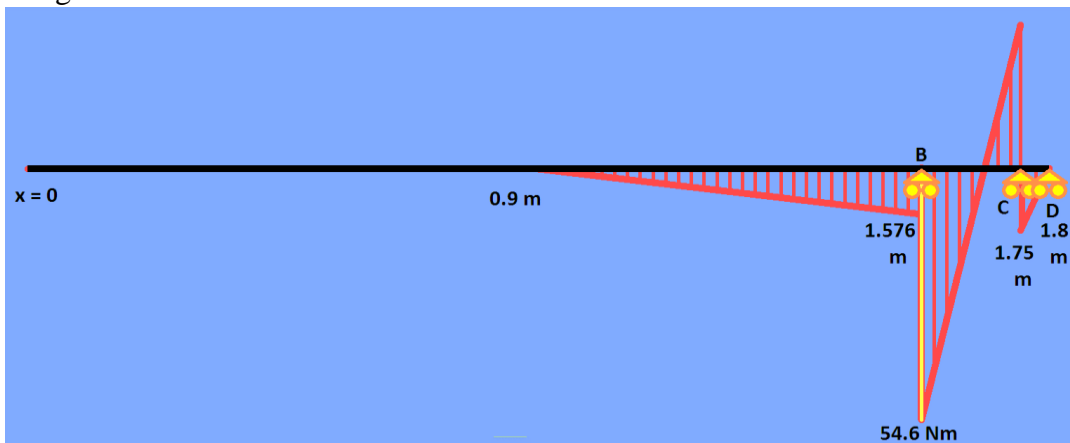
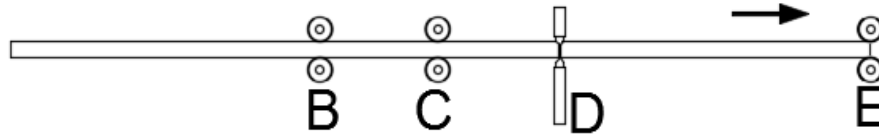


Diagrama de momento flector



d. Sujeción entre dos pares de rodillos, herramienta de corte y par de cepillos



DCL de caña entre dos pares de rodillos, herramienta de corte y par de cepillos

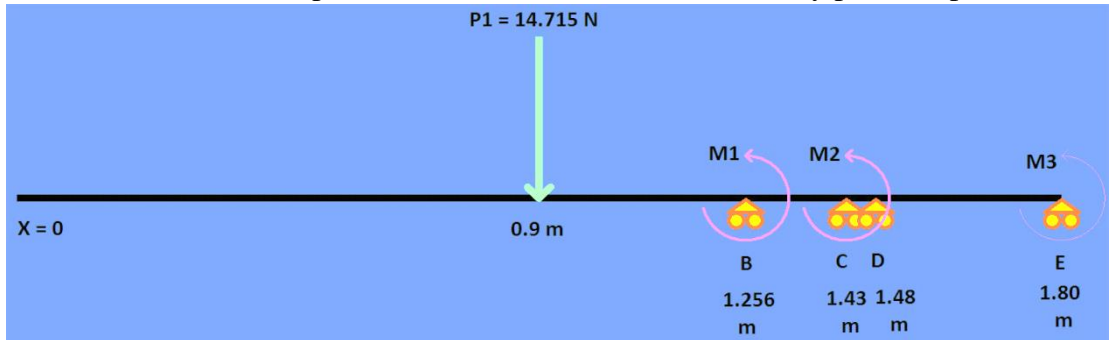


Diagrama de fuerza cortante

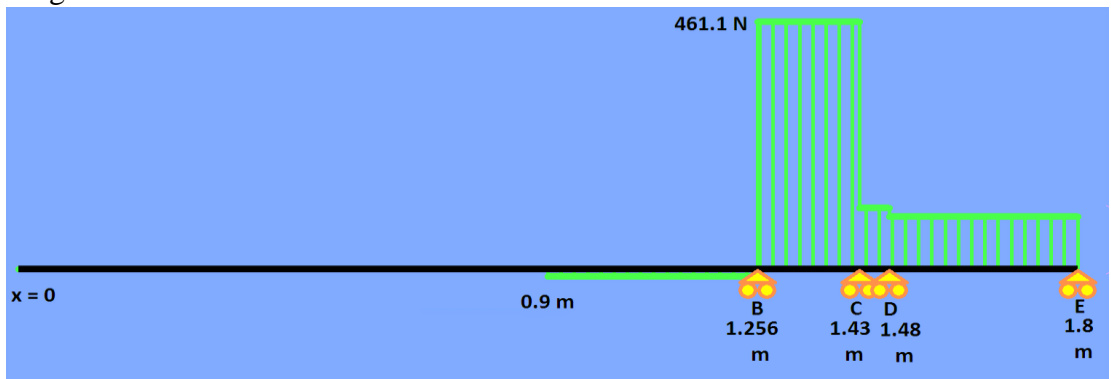
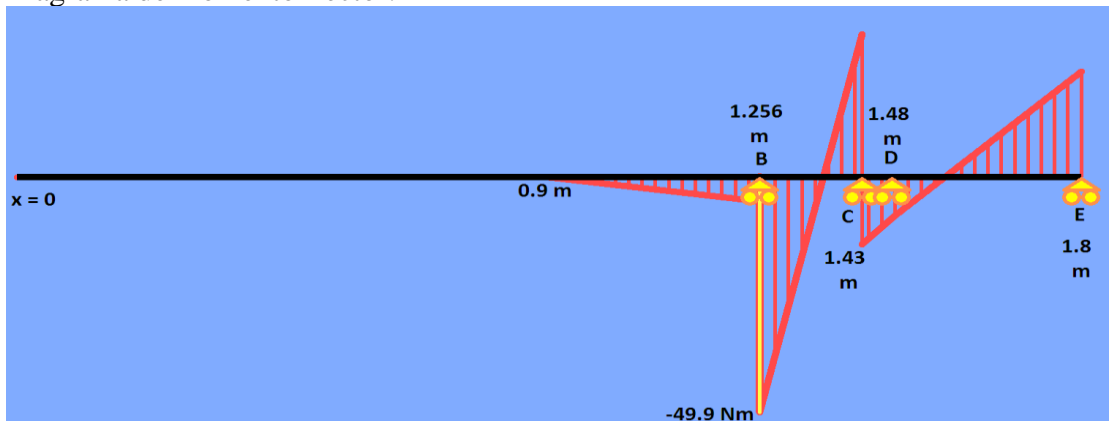
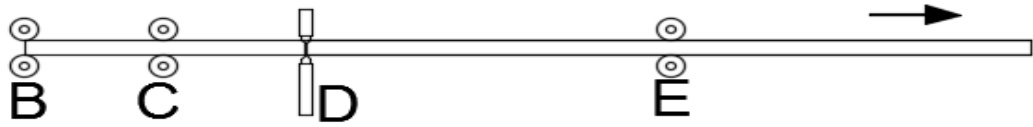


Diagrama de momento flector:



Abandono de primer par de rodillos



DCL para cuando la caña abandona el primer par de rodillos

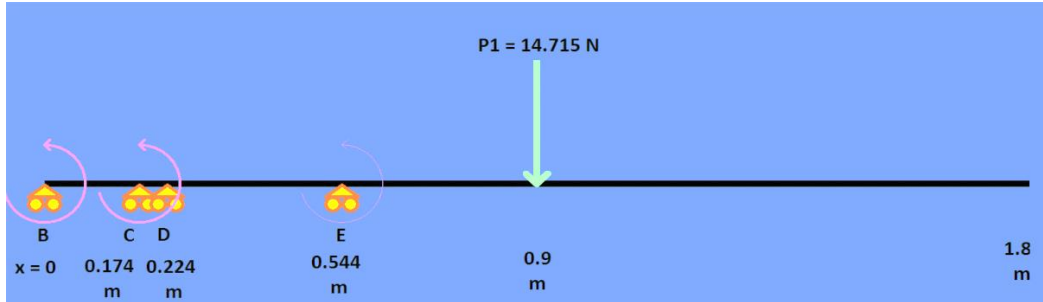


Diagrama de fuerza cortante:

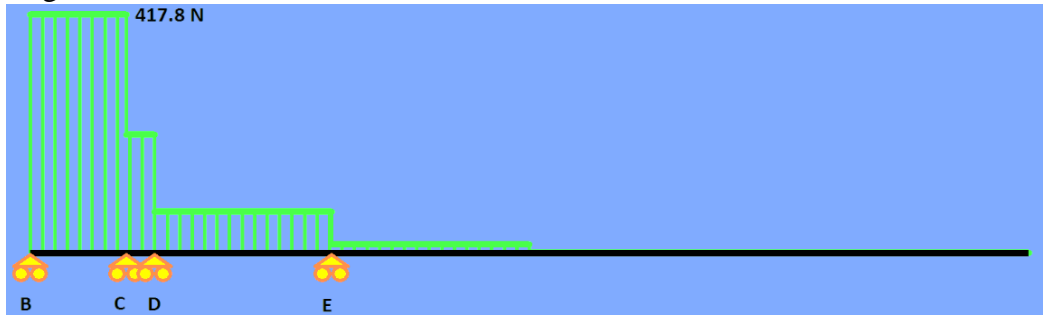
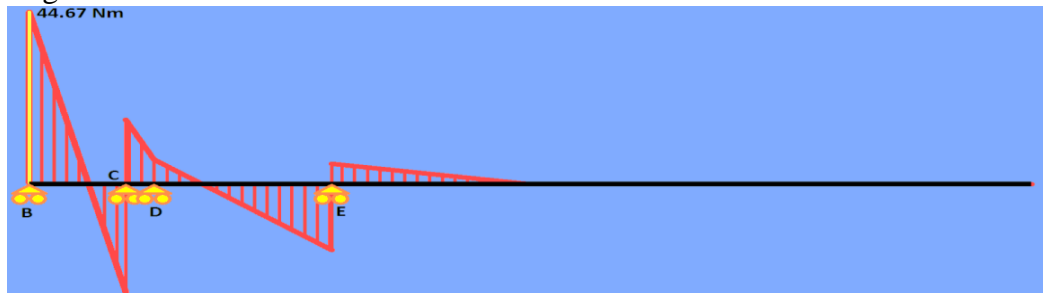
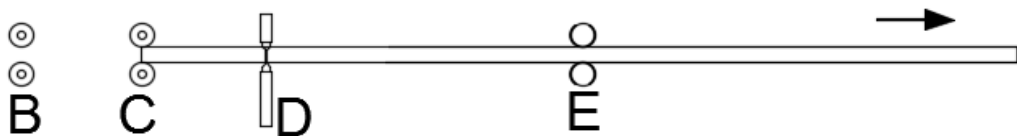


Diagrama de momento flector:



e. Abandono del segundo par de rodillos



DCL para cuando la caña abandona el segundo par de rodillos:

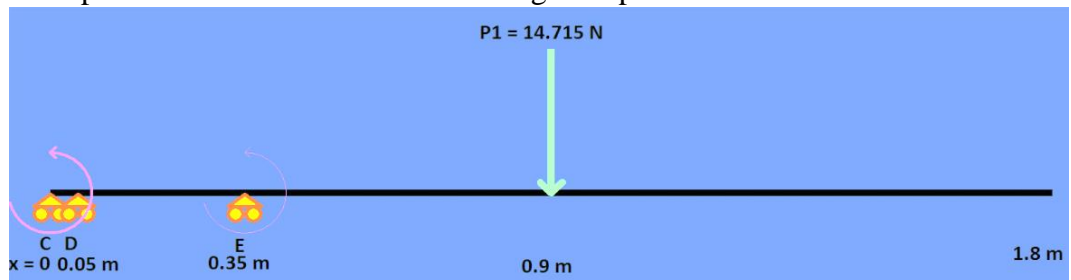


Diagrama de fuerza cortante

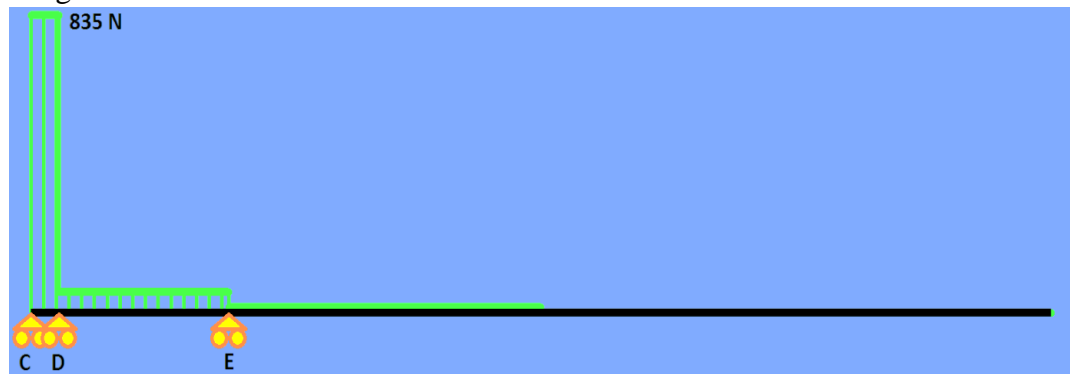
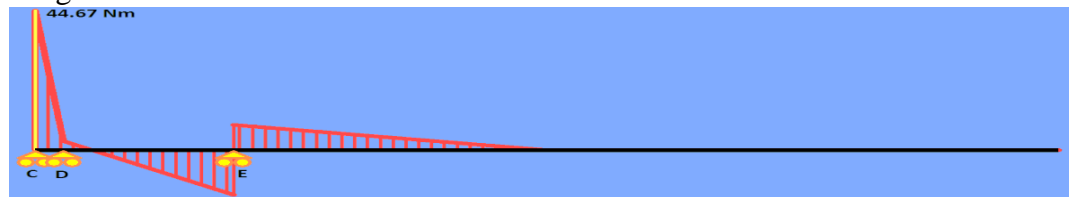
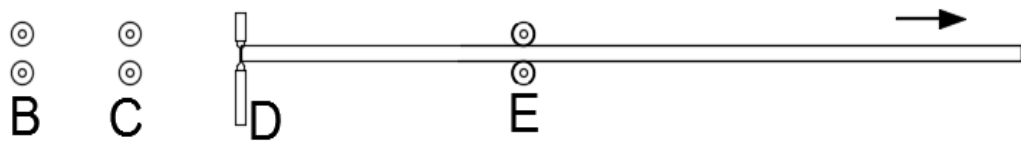


Diagrama de momento flector



f. Abandono de herramienta de corte:



DCL para el momento de abandono de herramienta de corte:

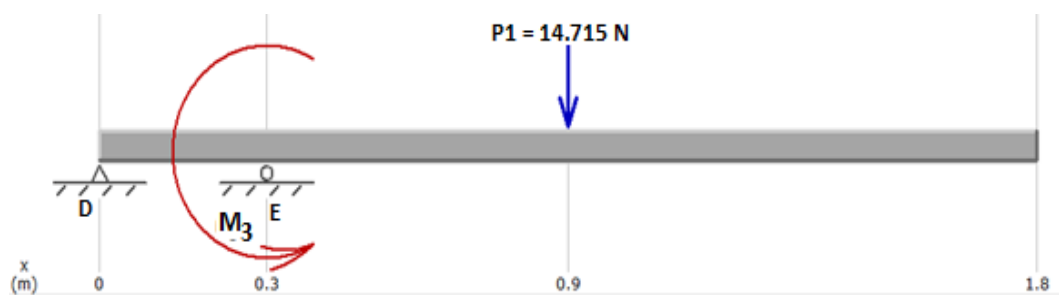


Diagrama de fuerza cortante:

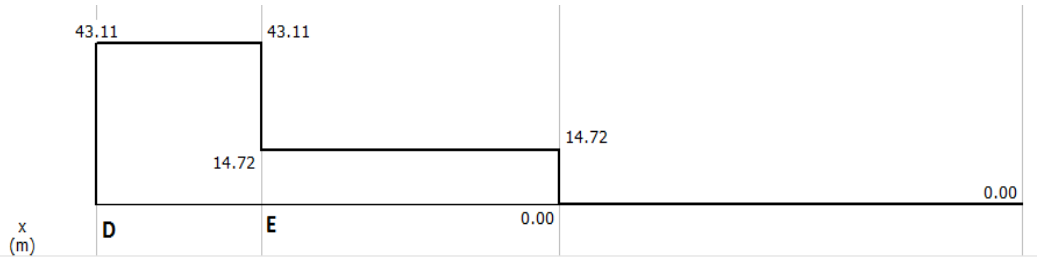
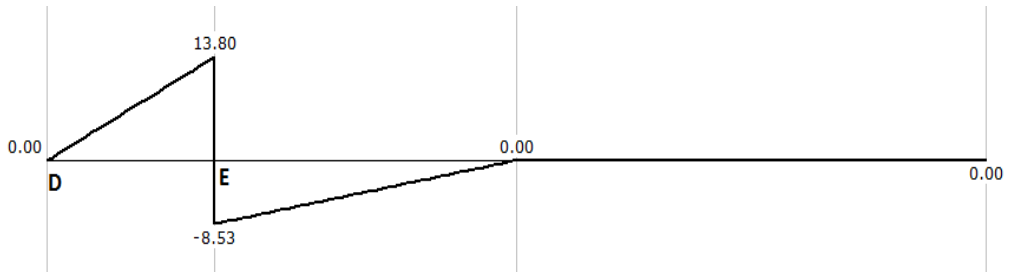


Diagrama de momento flector:



g. Abandono de par de cepillos y sujeción manual



DCL para abandono de par cepillos

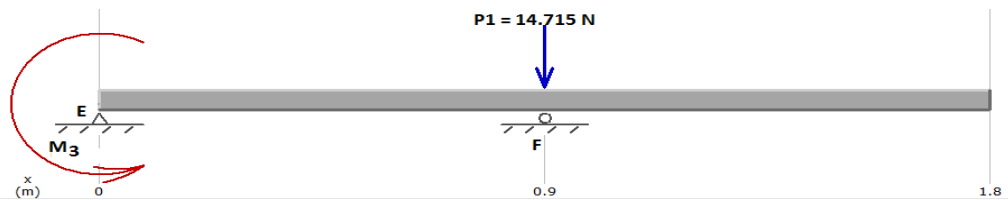


Diagrama de fuerza cortante

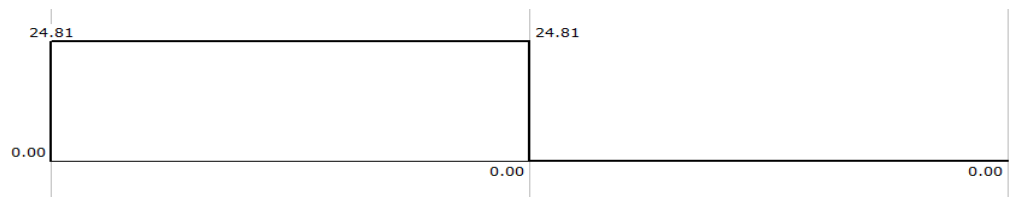
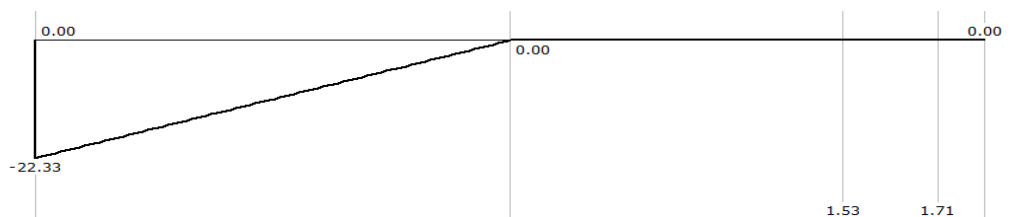


Diagrama de momento flector



Anexo N°25. Cálculo de las reacciones y momentos en el plano x – y

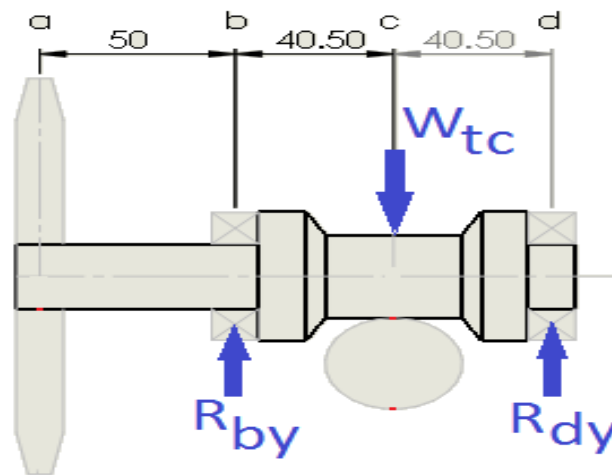


Figura N°65. Carga y reacciones del eje en el plano x-y
Fuente: Elaboración Propia, 2018.

$$\Sigma M_B = 0 \Rightarrow Rdy(0.081) - Wtc(0.0405) = 0$$

$$Rdy = \frac{(3459 \text{ N})(0.0405 \text{ m})}{0.081 \text{ m}}$$

$$Rdy = 1729.5 \text{ N}$$

$$\Sigma Fy = 0 \Rightarrow Rby + Rdy - Wtc = 0$$

$$Rby = 3459 \text{ N} - 1729.5 \text{ N} = \mathbf{1729.5 \text{ N}}$$

a. Fuerzas cortantes y momentos flectores en el plano x – y

- **Tramo AB**

$$V_{1y} = 0$$

$$M_{1y} = 0$$

- **Tramo BC**

$$V_{2y} = 1729.5 \text{ N}$$

$$M_{2y} - Rby(x - 0.050) = 0$$

$$M_{2y} = 1729.5(X - 0.050)$$

$$\text{Si } x=0 \rightarrow M_{2y} = 0$$

$$x=0.0905 \rightarrow M_{2y} = 70.04$$

• **Tramo CD**

$$V_{3y} = 1729.5 - 3459N = -1729.5N$$

$$M_{3y} - Rby(x - 0.050) + Wtc(x - 0.0905) = 0$$

$$M_{3y} = 1729.5(x - 0.050) + 3459(x - 0.0905)$$

$$\text{Si } x=0.0905 \quad M_{3y} = 70.04 N$$

$$x=0.131 \quad M_{3y} = 0$$

b. fuerzas y momentos en el plano x - z

$$\Sigma Mb = 0 \Rightarrow Wta(0.050) + Rdz(0.081) = 0$$

$$Rdz = \frac{-585.5(0.050)}{0.081}$$

$$Rdy = -361.4 N$$

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow -Wta + Rbz + Rdz = 0$$

$$Rbz = 585.5 N - 361.4N$$

$$Rbz = 946.9N$$

c. Fuerzas cortantes y momentos flectores en el plano x - z

- **Tramo ab**

$$V_{1z} = -585.5N$$

$$M_{1y} = -29.275 N$$

- **Tramo bc**

$$V_{2z} = -585.5 + 946.9 = 361.4 N$$

$$M_{2z} + Wta(x) - Rbz(x - 0.05) = 0$$

$$M_{2z} = 946.9(x - 0.05) - 585.5x$$

Si $x=0.05$ $M_{2z} = -29.275 Nm$

$x=0.0905$ $M_{2z} = -14.638 Nm$

- **Tramo cd**

$$V_{3z} = -585.5 + 946.9 = 361 N$$

$$M_{3z} = 946.9(x - 0.05) - 585.5x$$

Si $x=0.0905$ $M_{3z} = -14.638 Nm$

$x=0.131$ $M_{3z} = 0 Nm$

B. Calculo del momento flector resultante en cada punto

Ecuación N°96: Momento flector resultante en cada punto

$$M_A = \sqrt{(M_{1y})^2 + (M_{1z})^2}$$

Para el punto a

$$M_a = 0$$

Para el punto b

$$M_b = 29.275 Nm$$

Para el punto c

$$M_c = 71.55 Nm$$

Para el punto d

$$M_d = 0$$

AnexoN°26: Reacciones y momentos en el eje inferior plano x-y

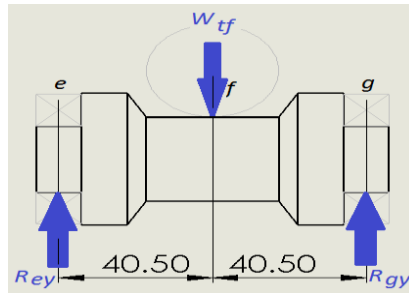


Figura N°66. Reacciones y momentos

Fuente: Elaboración Propia, 2018.

$$\Sigma M_e = 0 \Rightarrow R_{gy}(0.081) - W_{tf}(0.0405) = 0$$

$$R_{gy} = \frac{(3459 \text{ N})(0.0405 \text{ m})}{0.081 \text{ m}}$$

$$R_{gy} = 1729.5 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{ey} + R_{gy} - W_{tf} = 0$$

$$R_{ey} = 3459 \text{ N} - 1729.5 \text{ N} = 1729.5 \text{ N}$$

E. Fuerzas cortantes y momentos flectores en el plano x – y

Tramo ef

$$V_{1y} = R_{ey} = 1729.5 \text{ N}$$

$$M_{1y} = 1729.5 x \rightarrow \text{Reemplazando para } x = 0 \rightarrow M_{1y} = 0$$

$$\text{Reemplazando para } x = 0.0405 \rightarrow M_{1y} = 70.04 \text{ Nm}$$

Tramo fg

$$V_{2y} = R_{ey} - W_{tf} = 1729.5 - 3459 = -1729.5 \text{ N}$$

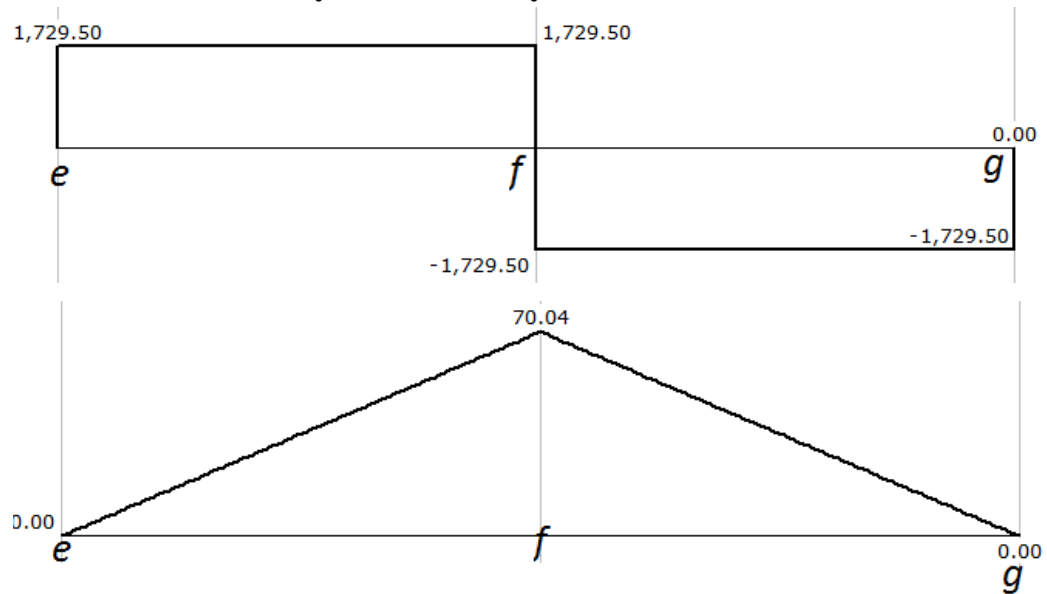
$$M_{2y} + W_{tf}(x - 0.0405) - R_{ey} \cdot x = 0$$

$$M_{2y} = -1729.5x + 140.09 \rightarrow$$

$$\text{Reemplazando para } x = 0.0405 \rightarrow M_{2y} = 70.04 \text{ Nm}$$

$$\text{Reemplazando para } x = 0.0810 \rightarrow M_{2y} = 0$$

F. Graficas de fuerzas y momentos x - y



G. En el plano x - z

- Fuerzas cortantes y momentos flectores en el plano x - z No se presentan fuerzas en este plano.
- Graficas de fuerzas y momentos x - z No se presentan fuerzas en este plano.

H. Calculo del momento flector resultante en cada punto

Se usará la fórmula : $M_A = \sqrt{(M_{1y})^2 + (M_{1z})^2}$

Para el punto *e*

$$M_e = 0$$


Para el punto *f*

$$M_f = 70.04 \text{ Nm}$$

Para el punto *g*

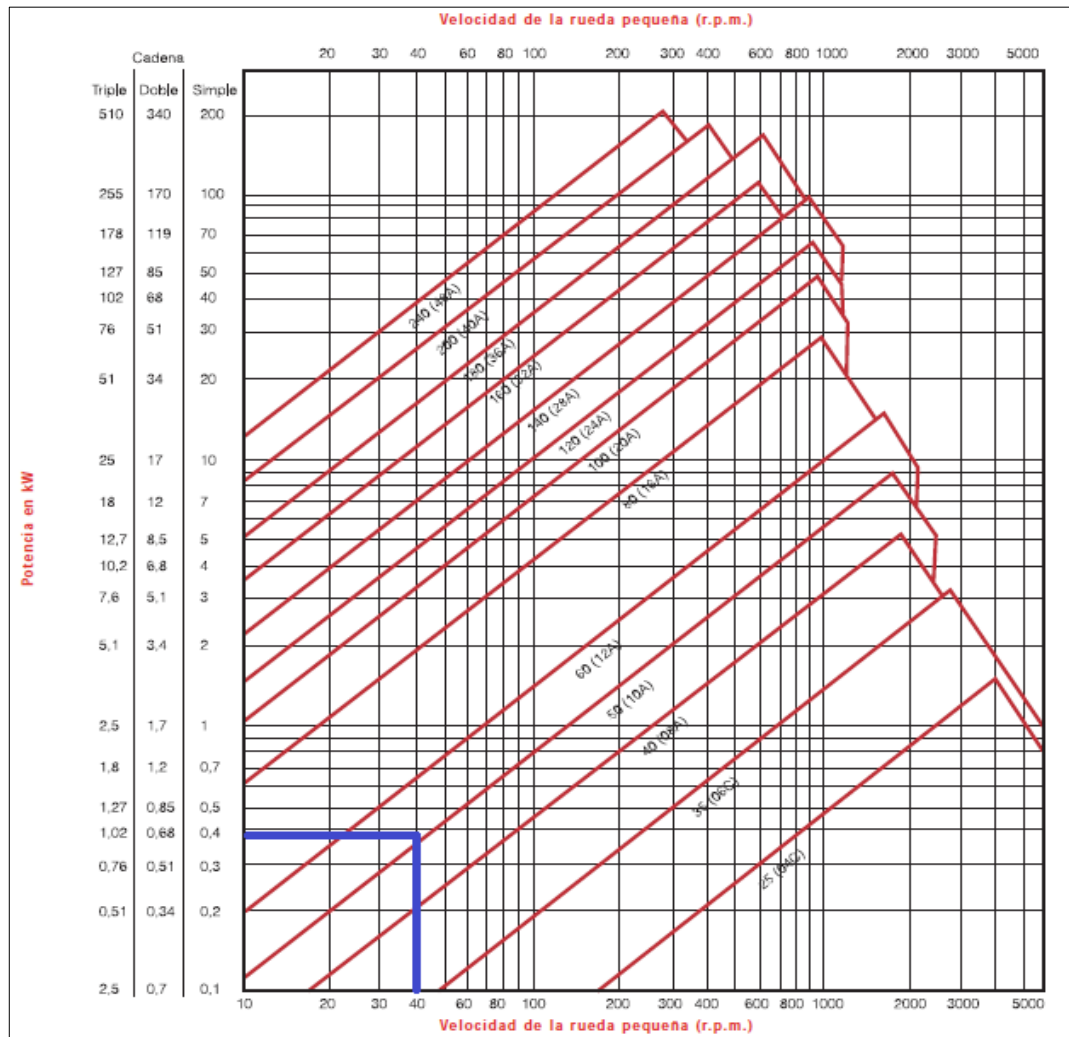
$$M_g = 0$$

AnexoN°27. Modelo de entrevista

 UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN		ENTREVISTA - DISTRIBUIDORA BURGOS	
PROYECTO	DISEÑO DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CORTEZA DE CAÑA DE AZÚCAR CON CAPACIDAD DE 200 KG/H PARA LA DISTRIBUIDORA BURGOS CHICLAYO		FECHA: 12/05/2018
DATOS PERSONALES	ENTREVISTADORES		ENTREVISTADO
	NOMBRE Y APELLIDO: PERALTA SEGURA HENRY		LUZBELLA SEGURA SÁNCHEZ PROPIETARIA
	NOMBRE : CHAPOÑAN HUAMÁN JHOSETH HENRY		
PREGUNTAS			RESPUESTAS
A. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa diariamente?			Se comercializa 700 kg a 800kg al día
B. ¿Qué cantidad de caña de azúcar comercializa anualmente?			Anualmente se comercializa 217 a 218 toneladas de caña de azúcar
C. ¿Abastece la demanda de trocitos de caña de azúcar en Chiclayo?			actualmente si con mayor cantidad de personal
D. ¿Qué dimensiones desea que tenga la maquina peladora de corteza de caña de azúcar?			Con dimensiones considerablemente mediano para un área de 700x940x482 mm
E. ¿Qué capacidad desea que tenga la máquina peladora de corteza de caña de azúcar?			Con la producción diaria de 1000 kg
F. ¿Cómo desea que sea el funcionamiento de la maquina peladora de corteza de la caña de azúcar?			Con un control de arranque directo con pulsadores de encendido y apagado
G. ¿La demanda es constante de la caña de azúcar en la ciudad de Chiclayo?			La demanda es variable por motivos de clima
H. ¿Para usted cual es más factible utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión interna?			Un motor eléctrico -si se cuenta con energía eléctrica
I. ¿En qué tiempo determinado desea recuperar su inversión?			En el menor tiempo posible si fuera necesario en 12 meses
J. ¿En qué tiempo desea que sea el mantenimiento de la maquina peladora de corteza de caña de azúcar?			Mensualmente con una revisión general
K. Tiene alguna proyección de aumento de capacidad de producción a 3 años			Si de producir 1000 kg/día

Fuente: Propia ,2018

AnexoN°28. Selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie americana)



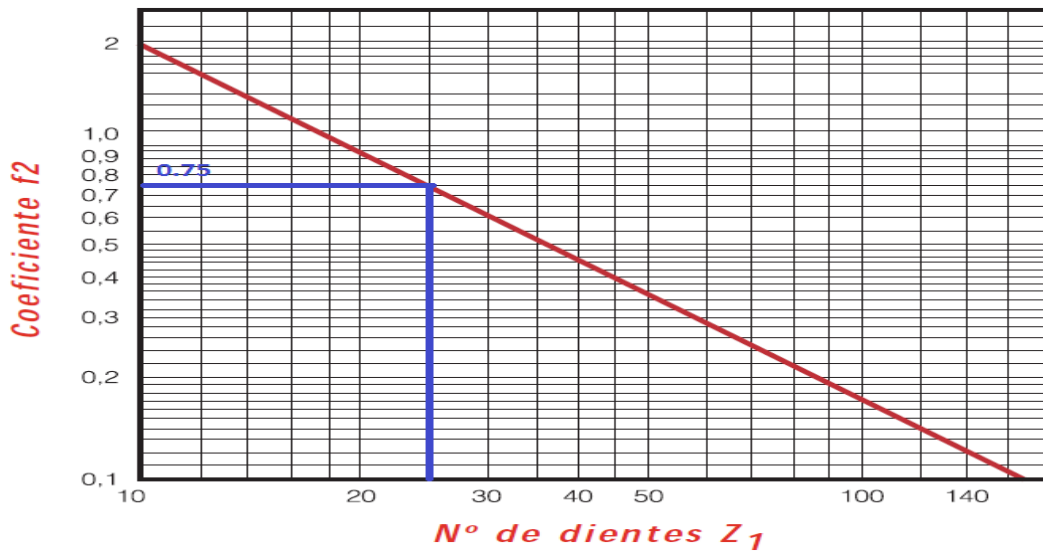
Fuente: Adaptación de Catálogo de cadenas de rodillos - JORESA

AnexoN°29. Factor de trabajo

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento	
			Motor de combustión interna Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1.2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1.3	1.2	1.4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1.5	1.4	1.7

Fuente: Adaptación de Catálogo de cadenas de rodillos - JORESA
Coeficiente $f_2 = 0.75$

AnexoN°30. Coeficiente en función al número de dientes



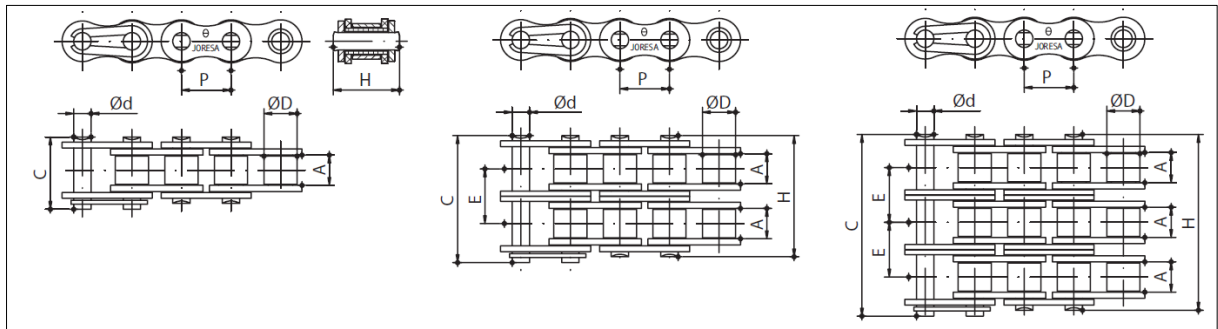
Fuente: Adaptación de Catálogo de cadenas de rodillos - JORESA

AnexoN°31. Coeficiente de relación de transmisión y distancia entre centros

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1.45	1.25	1.15	1.08	1.03	0.99	0.96	0.92
	30 pasos	1.31	1.14	1.06	1.01	0.97	0.94	0.91	0.87
	40 pasos	1.22	1.07	1.00	0.95	0.92	0.89	0.86	0.84
	50 pasos	1.15	1.01	0.95	0.91	0.88	0.85	0.83	0.81
	60 pasos	1.08	0.97	0.91	0.87	0.85	0.82	0.81	0.78
	80 pasos	1.00	0.87	0.84	0.81	0.79	0.77	0.75	0.73

Fuente: Adaptación de Catálogo de cadenas de rodillos – JORESA

AnexoN°32. Características de cadena seleccionada



Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert L.mott

AnexoN°33. Presión en las articulaciones, se comprueba que a la velocidad de 19,05 m/min la presión soportada es aceptable

	Cadenas simples norma americana <i>Simple chains american standard</i>				Cadenas dobles norma americana <i>Duplex chains american standard</i>					Cadenas triples norma americana <i>Triplex chains american standard</i>			
	CÓDIGO CODE		PASO PITCH		ANCHO INTERIOR INNER WIDTH A min. mm.	DIÁMETRO RODILLO ROLLER DIAMETER Ø D max. mm.	DIÁMETRO DEL EJE PIN DIAMETER Ø d max. mm.	LONGITUD DEL EJE PIN LENGTH H max. mm.	LONG. EJE UNIÓN CONN. LINK PIN LENGTH C max. mm.	SUPERFICIE ARTICULACIÓN PROJECTED BEARING AREA S² cm²	CARGA DE ROTURA AVG. TENSILE STRENGTH A.T.S. daN-Kg	PASOS POR METRO PITCHES PER METER P-Mtr. Aprox.	PESO POR METRO WEIGHT PER METER q Kg/m.
	JORESA	ISO	P Pulg.-Inch	P mm.									
Cadenas simples <i>Simple roller chains</i>	25*	04C-1	1/4	6,35	3,18	3,30	2,31	7,80	10,90	0,11	375	157	0,14
	35*	06C-1	3/8	9,525	4,68	5,08	3,59	12,18	15,48	0,27	1.050	105	0,33
	40	08A-1	1/2	12,70	7,85	7,95	3,96	17,80	21,70	0,45	1.850	79	0,64
	50	10A-1	5/8	15,875	9,40	10,16	5,08	21,80	25,90	0,71	3.050	63	1,06
	60	12A-1	3/4	19,05	12,57	11,91	5,94	26,90	31,50	0,97	4.150	52	1,58
	80	16A-1	1	25,40	15,75	15,88	7,92	33,50	38,90	1,76	7.250	39	2,61
	100	20A-1	1 1/4	31,75	18,90	19,05	9,53	41,10	47,20	2,58	11.000	31	3,85
	120	24A-1	1 1/2	38,10	25,22	22,23	11,10	50,80	57,40	3,90	14.550	26	5,55
	140	28A-1	1 3/4	44,45	25,22	25,40	12,70	54,90	62,30	4,67	19.150	22	7,70
	160	32A-1	2	50,80	31,55	28,58	14,27	65,50	73,40	6,40	25.500	20	10,00
	200	40A-1	2 1/2	63,50	37,85	39,68	19,84	80,30	90,50	10,85	38.800	16	16,69
240	48A-1	3	76,20	47,35	47,63	23,80	95,50	106,00	16,11	52.650	13	25,17	

Fuente: Adaptación de Catálogo de cadenas de rodillos – JORESA.

Anexo N° 34. Selección de rodamientos en el sistema de arrastre

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	Carga dinámica C	Carga estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	6001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	6002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	6302
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34 000	0,0075	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,016	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	6003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	6003
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,05	16004
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	6004
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,098	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,41	6404
22	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,13	62/22
	56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	63/22

* Rodamiento SKF Explorer

Fuente: SKF, 2018.

Anexo N° 35. Selección de diámetros normalizados de alambre para selección del resorte

CALIBRE	Alambre de acero (pulg)	Alambre cuerda de piano (pulg)	Calibre Brown & Sharpe (pulg)	Diámetros métricos recomendables (mm)
7/10	0.490	-	-	13.0
6/0	0.4615	0.004	0.580	12.0
5/0	0.4305	0.005	0.516	11.0
4/0	0.393	0.006	0.460	10.0
3/0	0.362	0.007	0.409	9.0
2/0	0.331	0.008	0.364	8.5
0	0.306	0.009	0.324	8.0
1	0.283	0.010	0.289	7.0
2	0.262	0.011	0.257	6.5
3	0.243	0.012	0.229	6.0
4	0.225	0.013	0.204	5.5
5	0.207	0.014	0.181	5.0
6	0.192	0.016	0.162	4.8
7	0.177	0.018	0.144	4.5
8	0.162	0.020	0.128	4.0
9	0.148	0.022	0.114	3.8
10	0.135	0.024	0.101	3.5
11	0.120	0.026	0.090	3.0
12	0.105	0.029	0.080	2.8
13	0.091	0.031	0.072	2.5
14	0.080	0.033	0.064	2.0
15	0.072	0.035	0.057	1.8
16	0.062	0.037	0.050	1.6
17	0.054	0.039	0.045	1.4
18	0.047	0.041	0.040	1.2
19	0.041	0.043	0.035	1.0
20	0.034	0.045	0.032	0.9
21	0.031	0.047	0.028	0.80

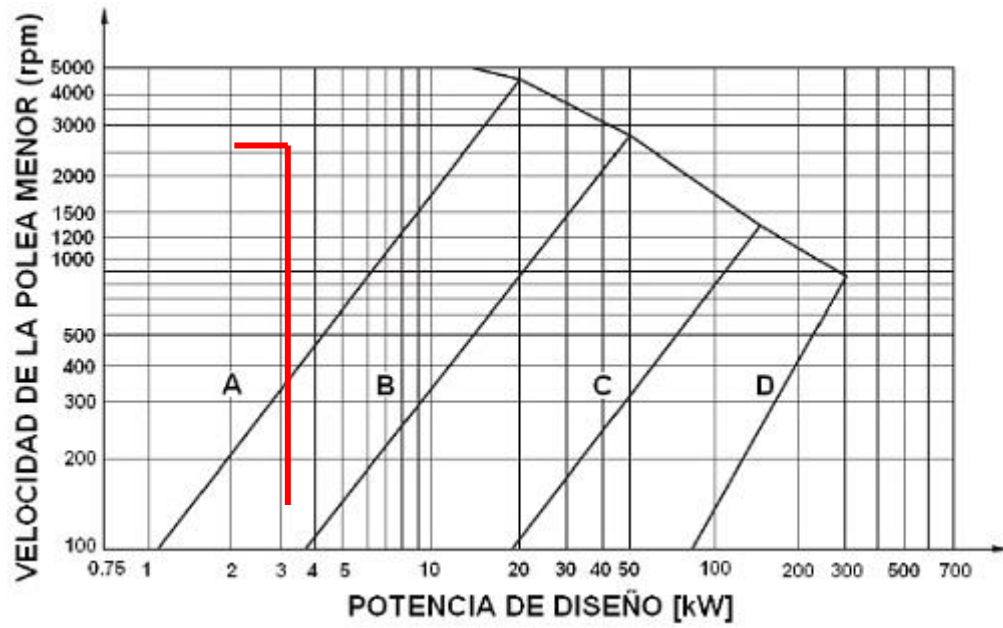
Fuente: Diseño de elementos de máquinas Robert mott

AnexoN°36. Propiedades mecánicas alambre

Material	Límite elástico, porcentaje de S_{ult}		Diámetro d , pulg	E		G	
	tensión,	torsión		Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88-93			29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	45-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2

Fuente: Shigley Octava Edición, 2008.

AnexoN°37. Grafica para la selección de fajas



Fuente: Propio,2018

Anexo N°38. Análisis estático del eje principal

$F_2 = 29.43N$ Producto del peso de eje hueco giratorio por la gravedad;

$F_1 = 14.72N$ que es igual al peso de la caña por gravedad

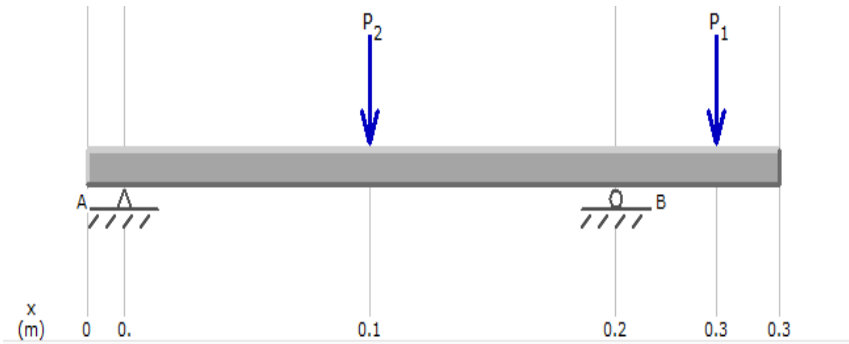


Figura N°67.DCL eje principal
Fuente Propio, 2018

Aplicando las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum Fy = 0 \quad \text{y} \quad \sum MA = 0$$

Obtenemos el valor de las reacciones y los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector:

$$R_{AY} = 11.71 N$$

$$R_{BY} = 32.44 N$$

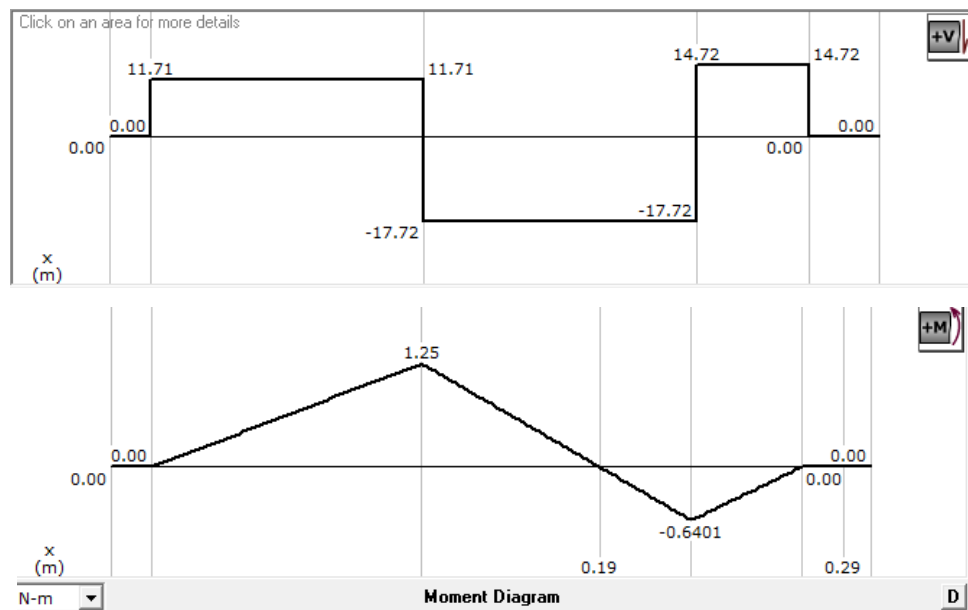


Figura N°68.Diagrama de fuerza cortante y momento flector
Fuente: Propio, 2018

Con los diagramas de momento flector y fuerza cortante obtenemos los valores máximos que va a soportar la lámina.

$$V_{max} = 17.72 \text{ N}$$

$$M_{flector,max} = 1.25 \text{ N.m}$$

AnexoN°39. Análisis estático de las cuchillas de corte

Fuerza producida por el peso de la caña: Expresada mediante la formula

$$F_C = \frac{w_c * g}{a * n_c} = \frac{1.5 * 9.81}{2 * 3} = 2.45 \text{ N}$$

Dónde:

F_C : Fuerza producida por el peso de la caña(N)

w_c : Peso de la caña (Kg)

g : Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

a : Número de apoyos (Und)

n_c : Número de cuchillas (Und)

Fuerza de corte: Expresada mediante la siguiente formula

$$F_C = a_p * f_n * k_c = 1 * 6.7 * 3.482 = 23.33 \text{ N}$$

Dónde:

F_C : Fuerza de corte (N)

a : Profundidad de corte(mm)

f_n : Avance de revolución ($\frac{mm}{r}$)

k_c : Fuerza de corte especifica ($\frac{N}{mm^2}$)

Se muestra a continuación el DCL de las fuerzas que actúan en una cuchilla.

Plano x-y



Figura N°69.DCL de la cuchilla

Fuente: Propia,2018.

Dónde

F_c : Fuerza de corte(N).

F_p : Fuerza producida por el peso de la caña(N)

L : Longitud de la cuchilla en voladoso (9mm).

Aplicando las ecuaciones de equilibrio en eje Y tenemos:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y = F_c + F_p$$

Dónde:

F_c : Fuerza de corte

F_p : Fuerza producida por el peso de la caña

$$R_y = F_c + F_p$$

$$R_y = a_p * f_n * k_c + F_c = 1 * 6.7 * 3.482 + \frac{1.5 * 9.81}{2 * 3} = 23.33 \text{ N} + 2.45 \text{ N}$$

Donde:

a_p : Profundidad de corte mm.

f_n : Avance de revolución ($\frac{mm}{r}$).

K_c : Fuerza de corte específica ($\frac{N}{mm^2}$).

Sumatoria de momentos

$$\sum M = 0$$

$$M = F * d$$

$$25.78 * 0.012 + M_A = 0$$

$$M_A = 0.3054 \text{ Nm}$$

A continuación, hallamos el momento flector y fuerza cortante

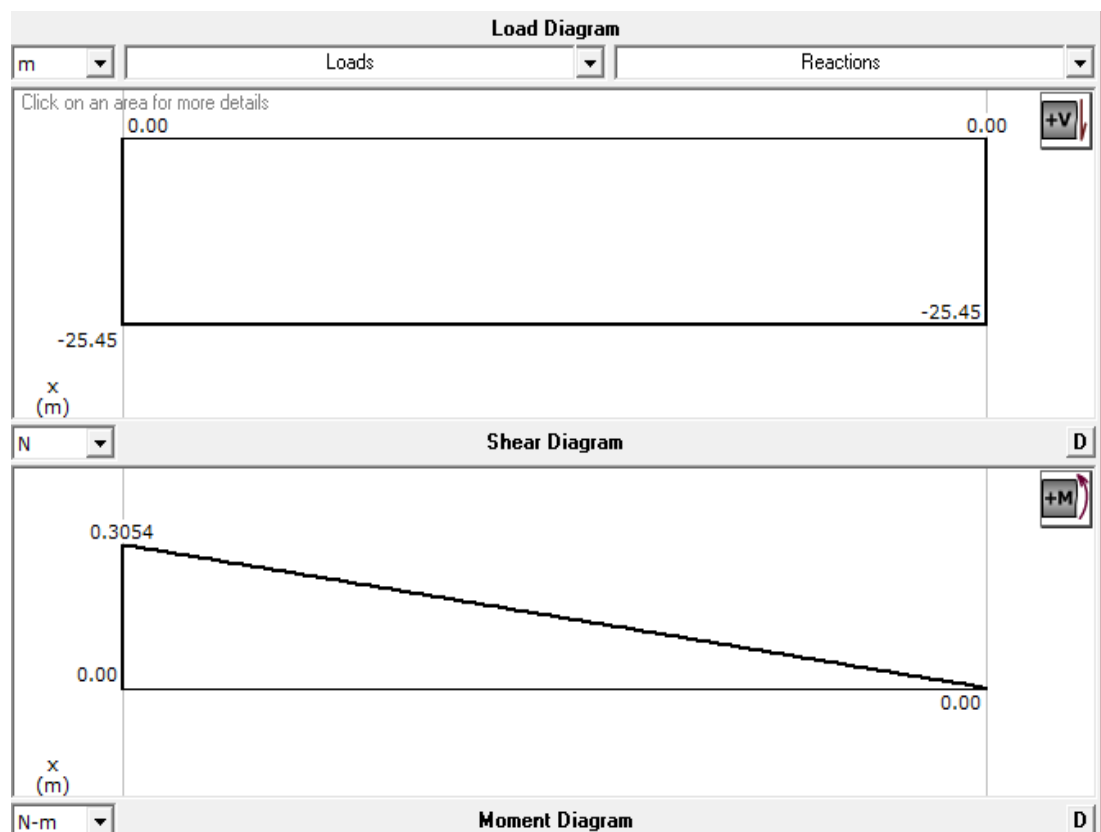


Figura N°70. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la cuchilla

Fuente: Propio, 2018

$$V_{max} = -25.45 \text{ N}$$

$$M_{flector,max} = 0.3054 \text{ N.m}$$

Plano x-z

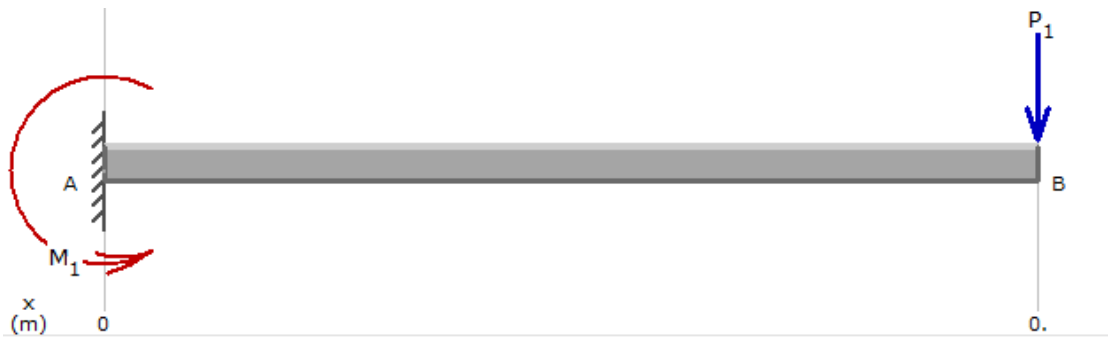


Figura N°71. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la cuchilla
Fuente: Propio, 2018.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y - F_c - F_p = 0$$

Dónde:

F_c : Fuerza de corte

F_p : Fuerza producida por el peso de la caña

$$R_y = F_c + F_p$$

$$R_y = a_p * f_n * k_c + F_c = 1 * 6.7 * 3.482 + \frac{1.5 * 9.81}{2 * 3} = 23.33 \text{ N} + 2.45 \text{ N}$$

$$R_y = 25.78 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos

$$\sum M = 0$$

$$M = F * d$$

$$25.45 * 0.012 + M_A = 0$$

$$M_A = 0.3054 \text{ Nm}$$

A continuación, hallamos el momento flector y fuerza cortante

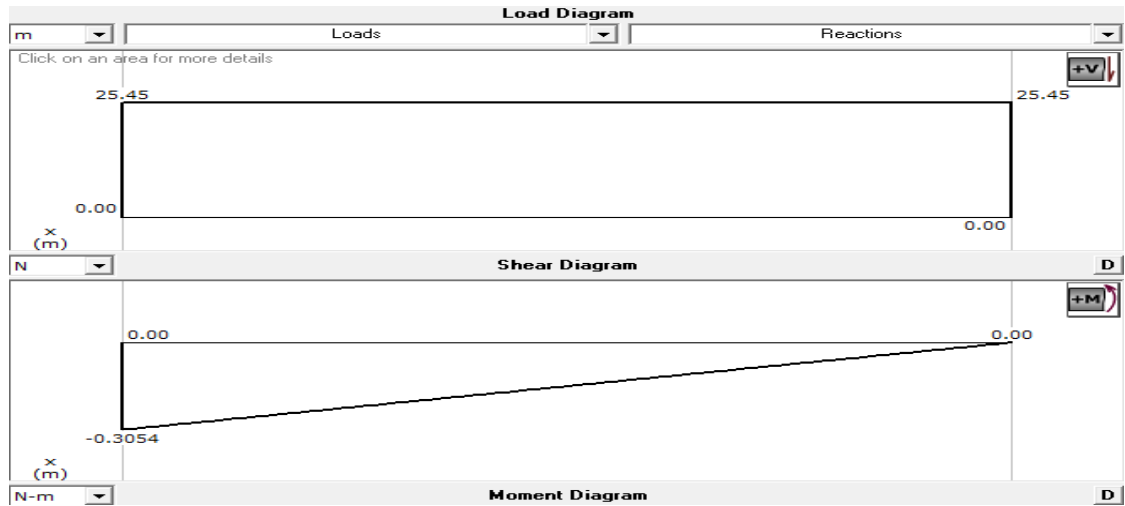


Figura N°72. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la cuchilla

Fuente: Propio, 2018.

$$V_{max} = 25.45 \text{ N}$$

$$M_{flector,max} = -0.3054 \text{ N.m}$$

Con los diagramas de momento flector y fuerza cortante obtenemos los valores máximos que va a soportar el eje.

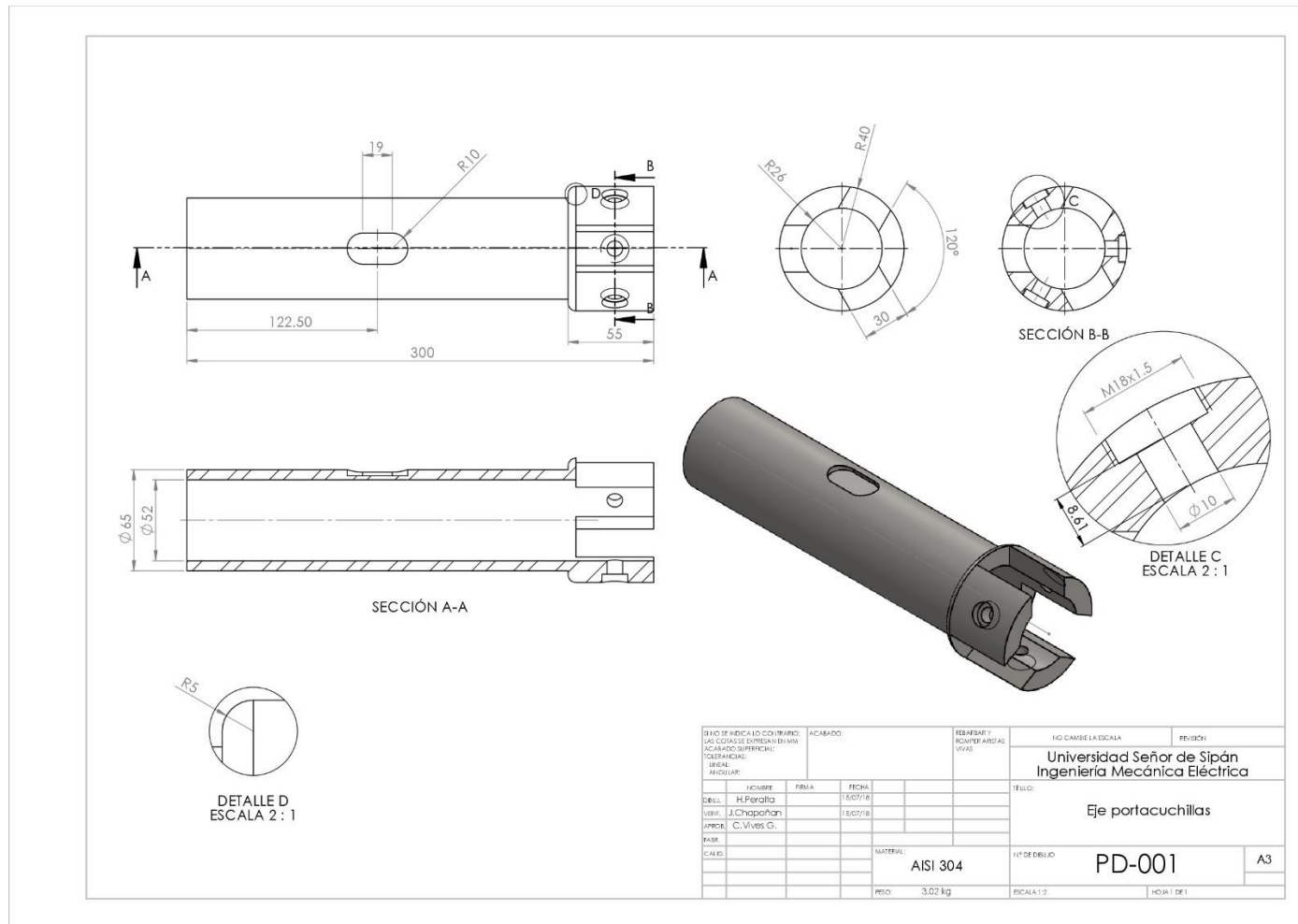
El máximo momento que se generan en la cuchilla son:

$$MB = \sqrt{0.3054^2 + 0.3054^2}$$

$$MB = 0.4319 \text{ N.m}$$

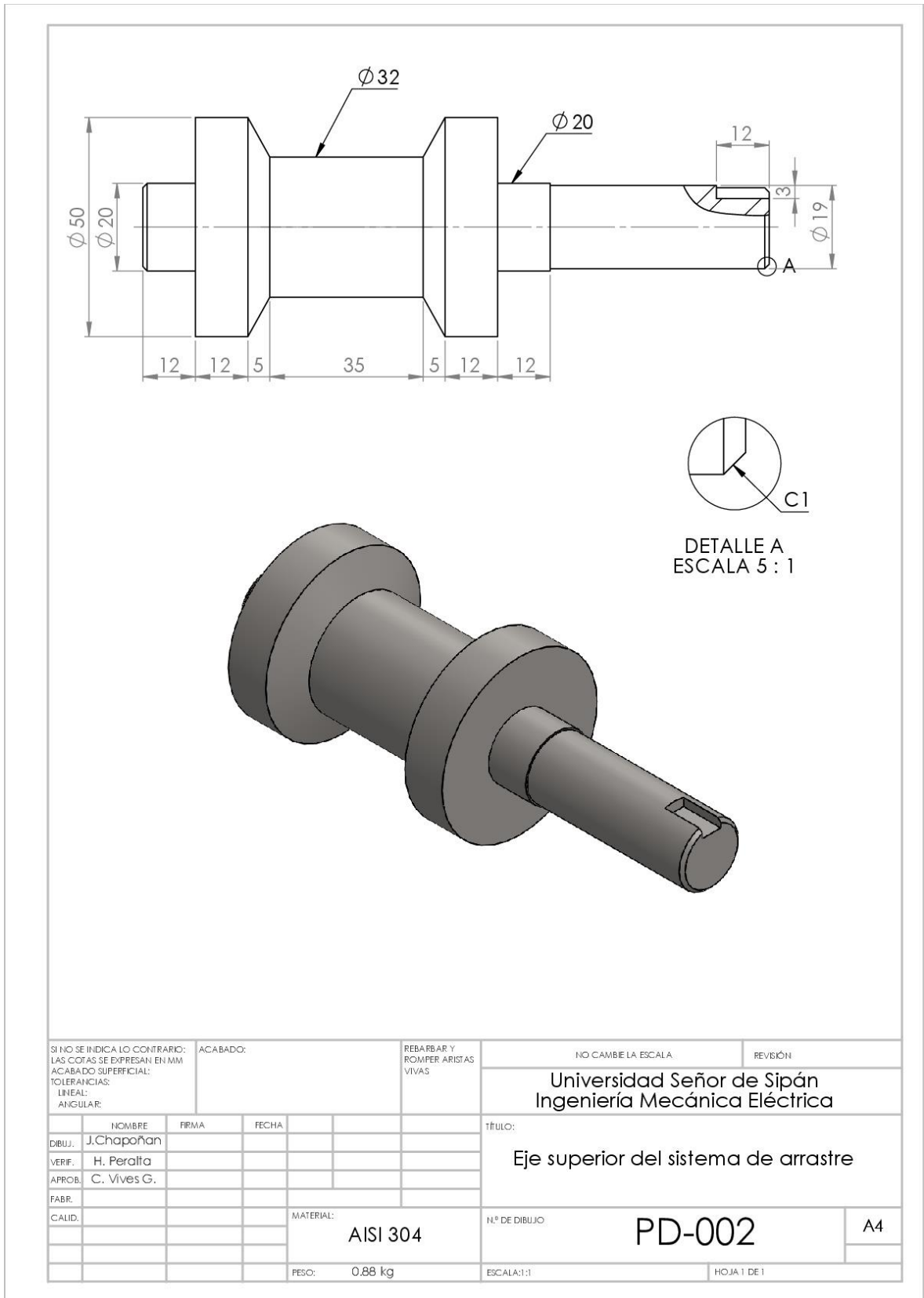
AnexoN°40. Planos del despiece de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar

A. Eje portacuchillas



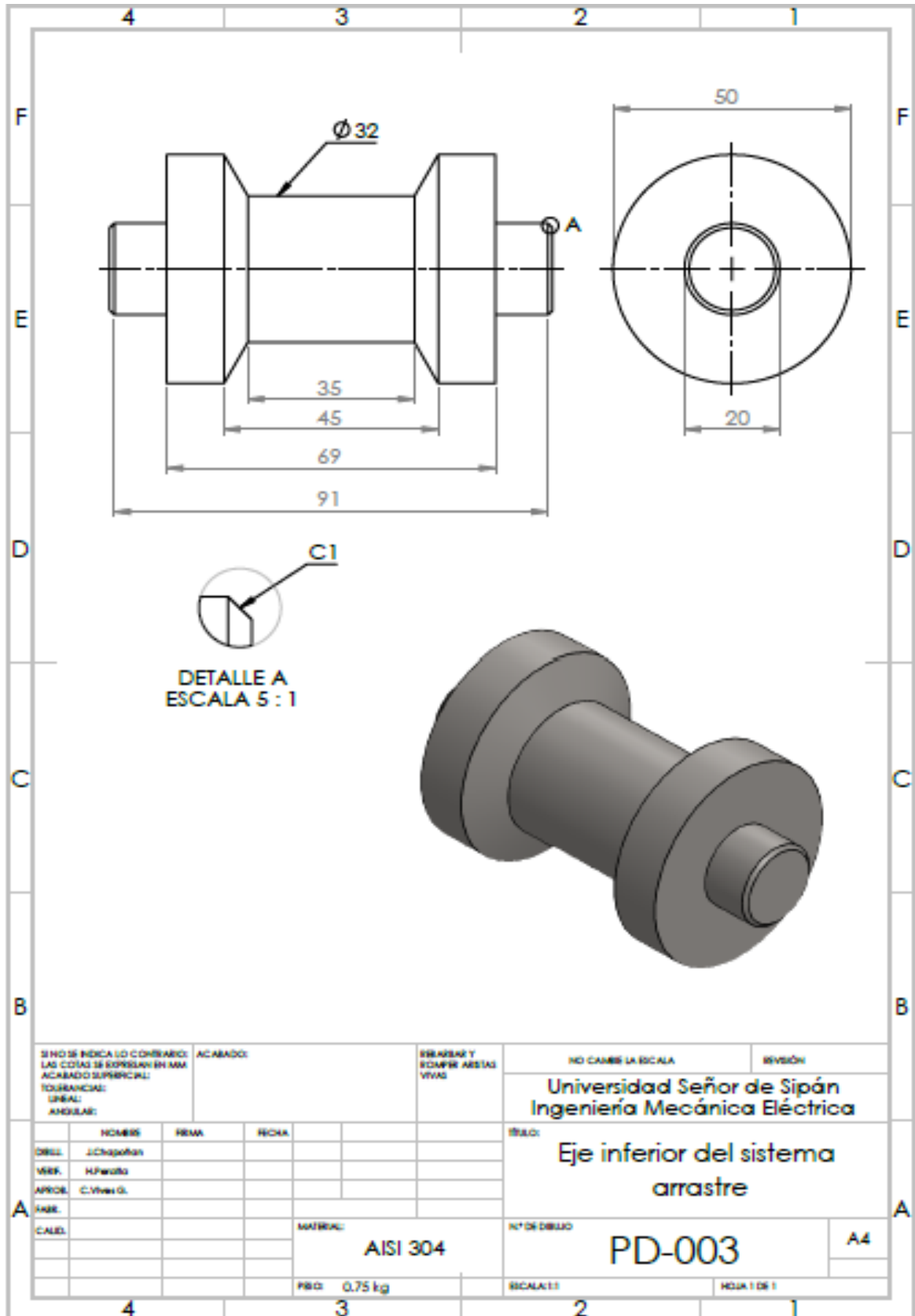
Fuente: Propio, 2018.

B. Rodillo superior del sistema de arrastre.



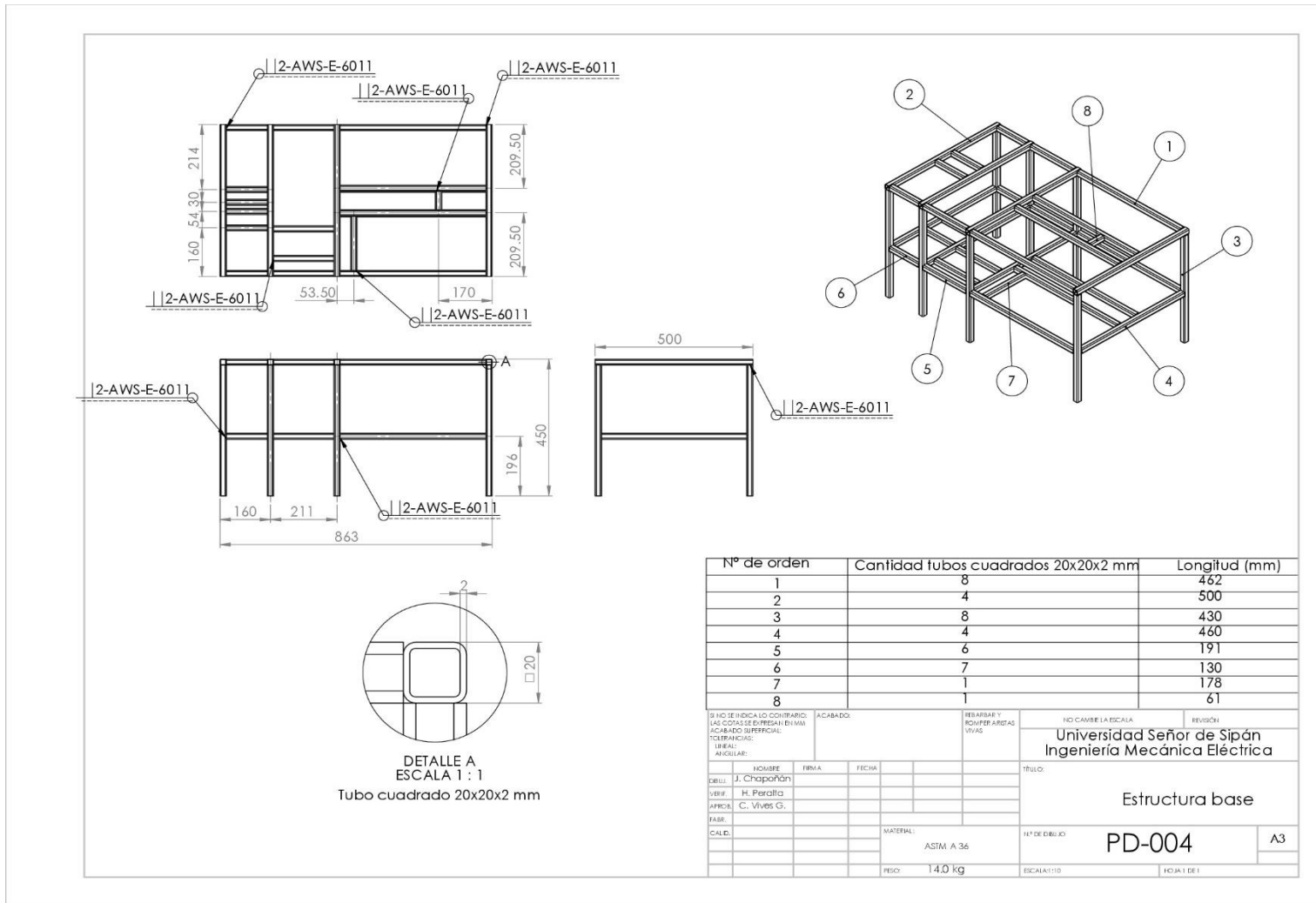
Fuente: Propio, 2018.

C. Rodillo de arrastre inferior



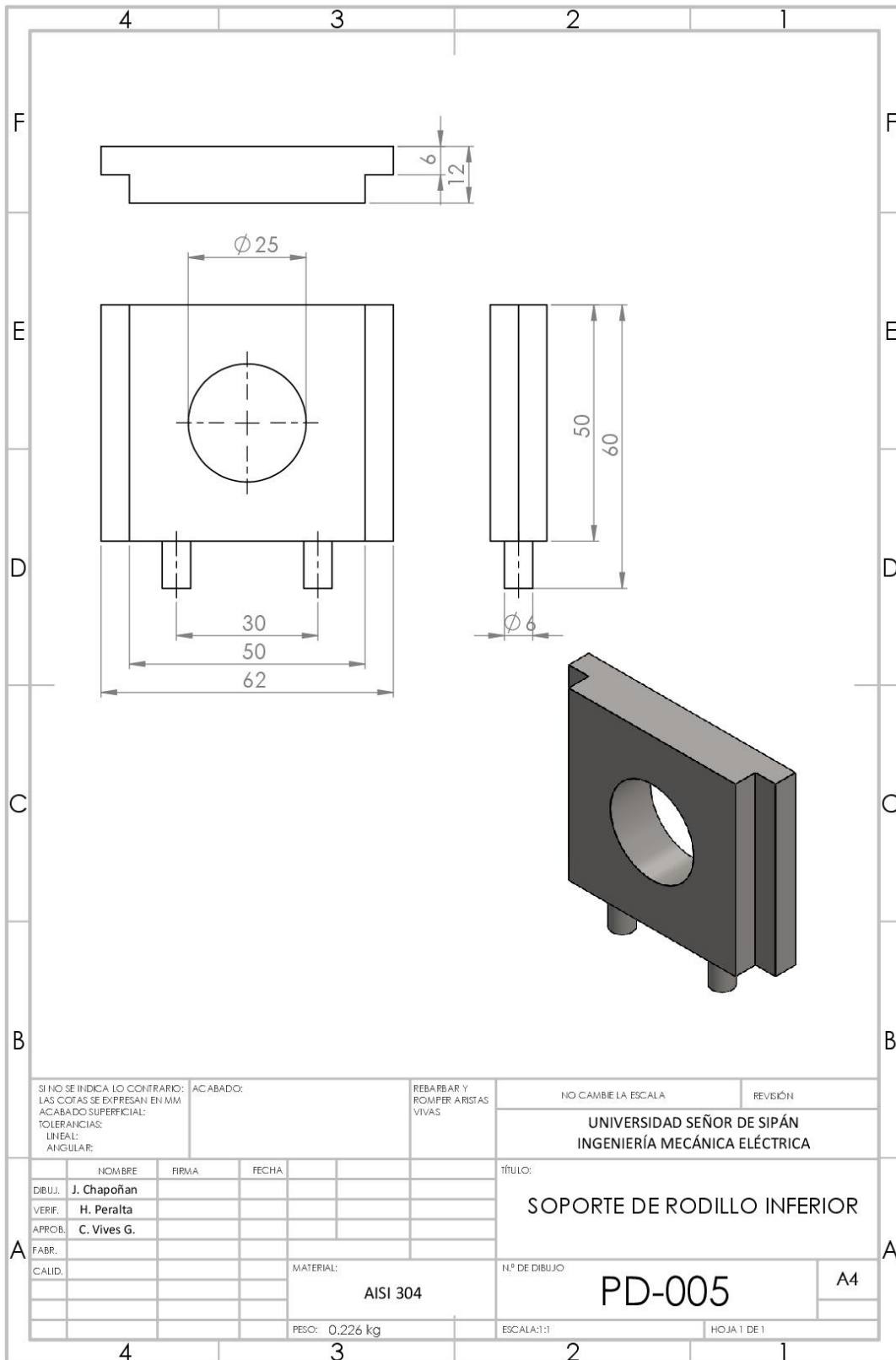
Fuente: Propio, 2018.

D. Estructura base de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar



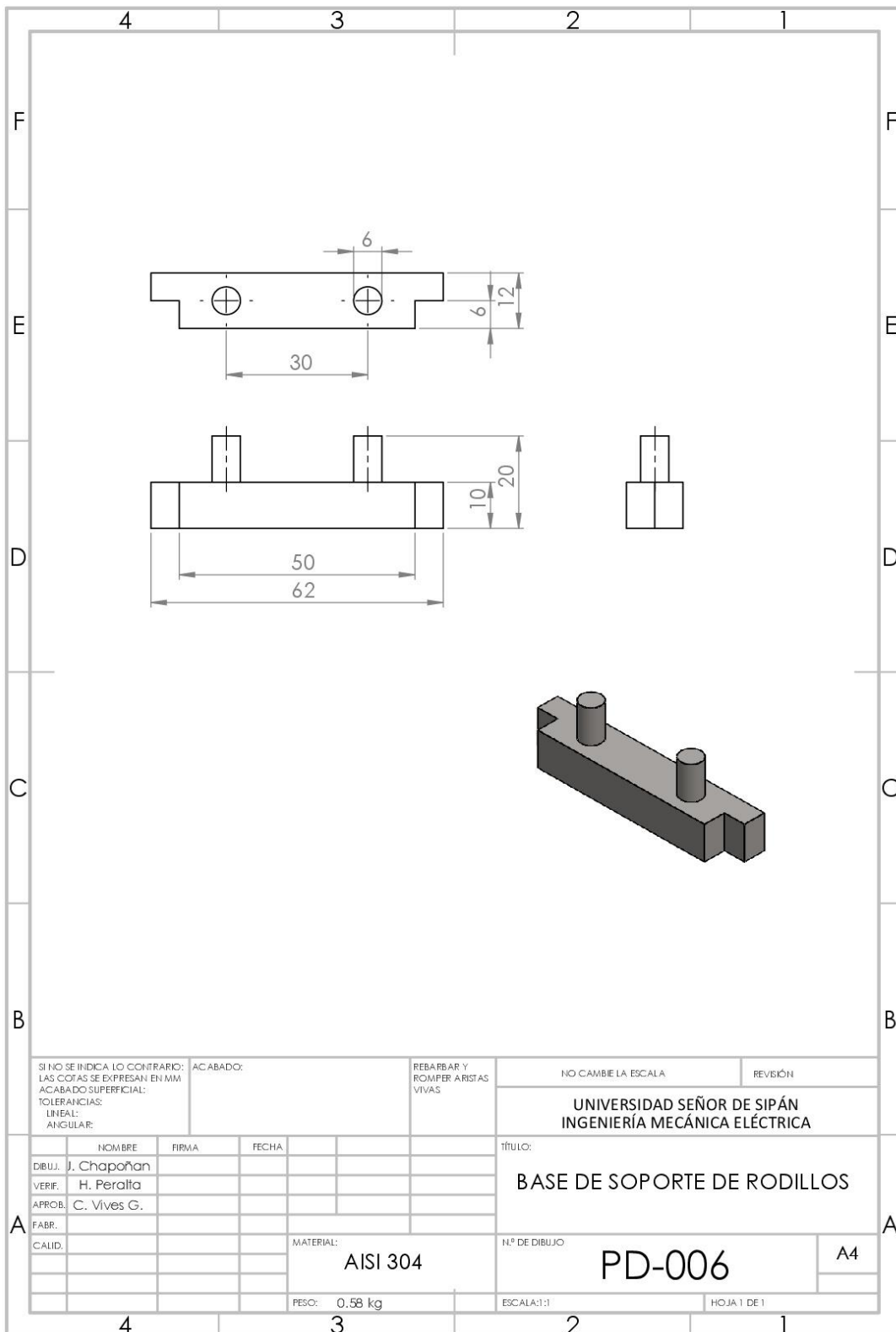
Fuente: Propio 2018.

E. Soporte de rodillo inferior



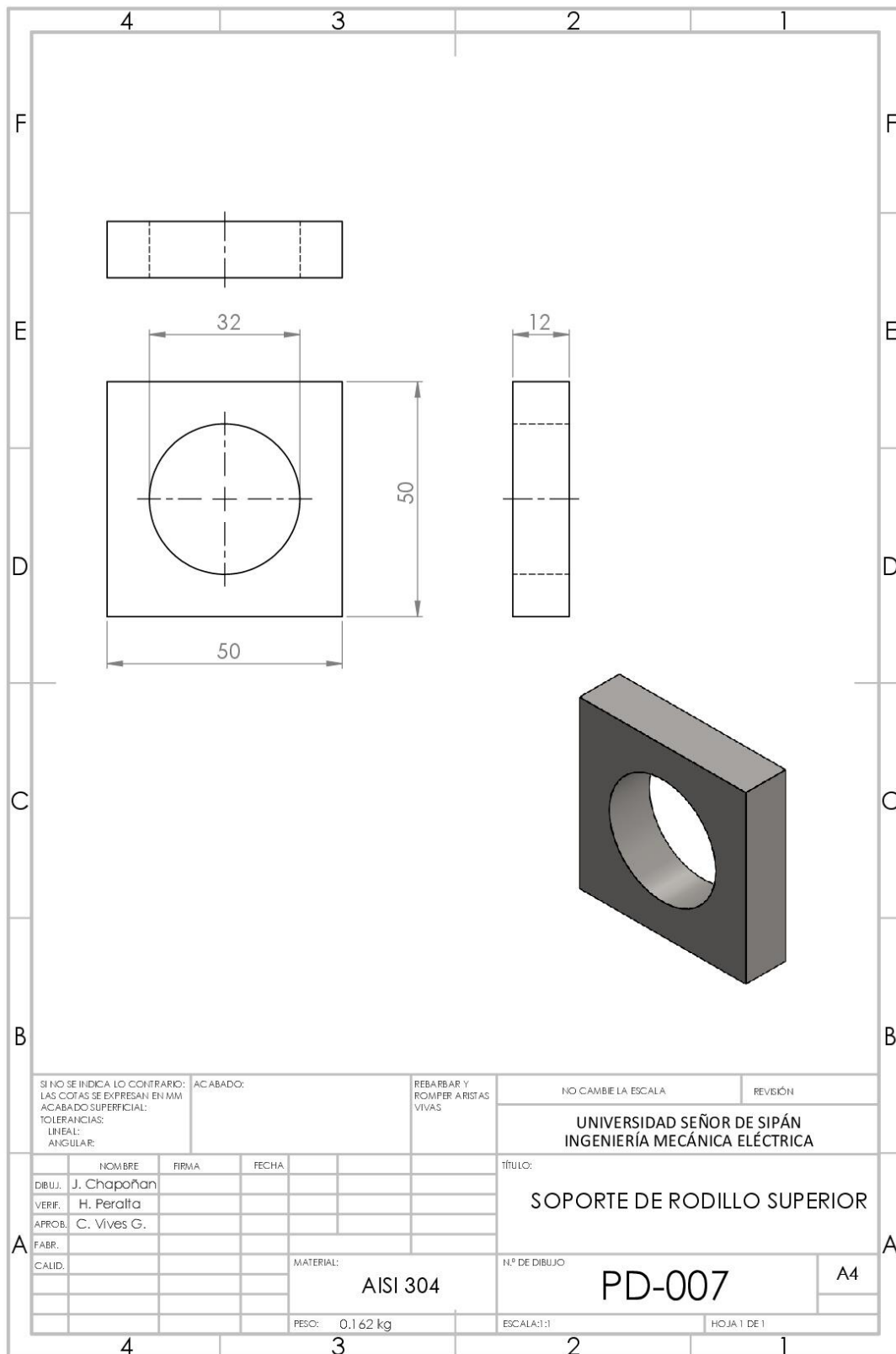
Fuente: Propio.2018.

F. Base de soportes de rodillos



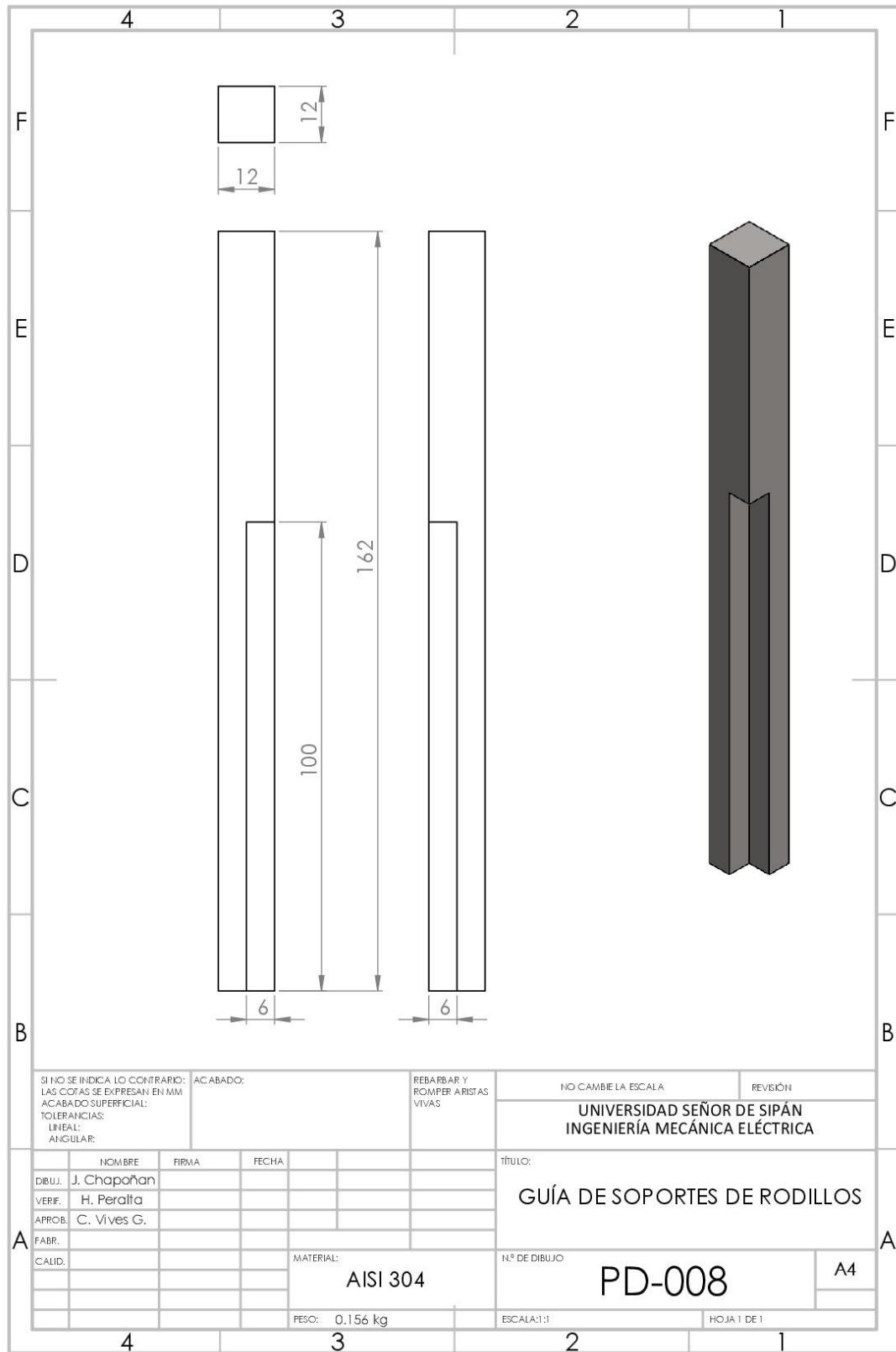
Fuente: Propio.2018

G. Soporte de rodillo superior



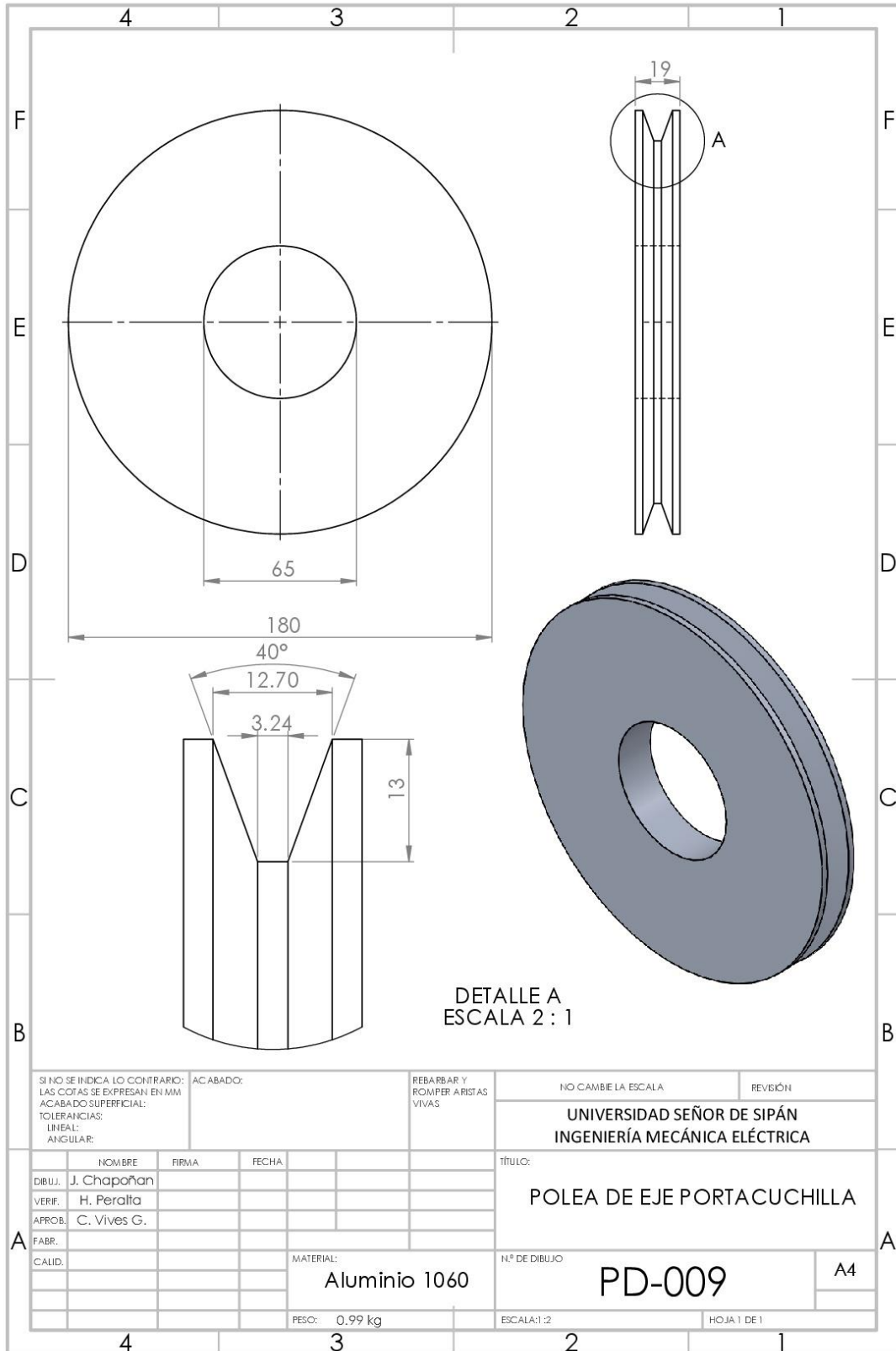
Fuente: Propio.2018

A. Guía de soportes de rodillos



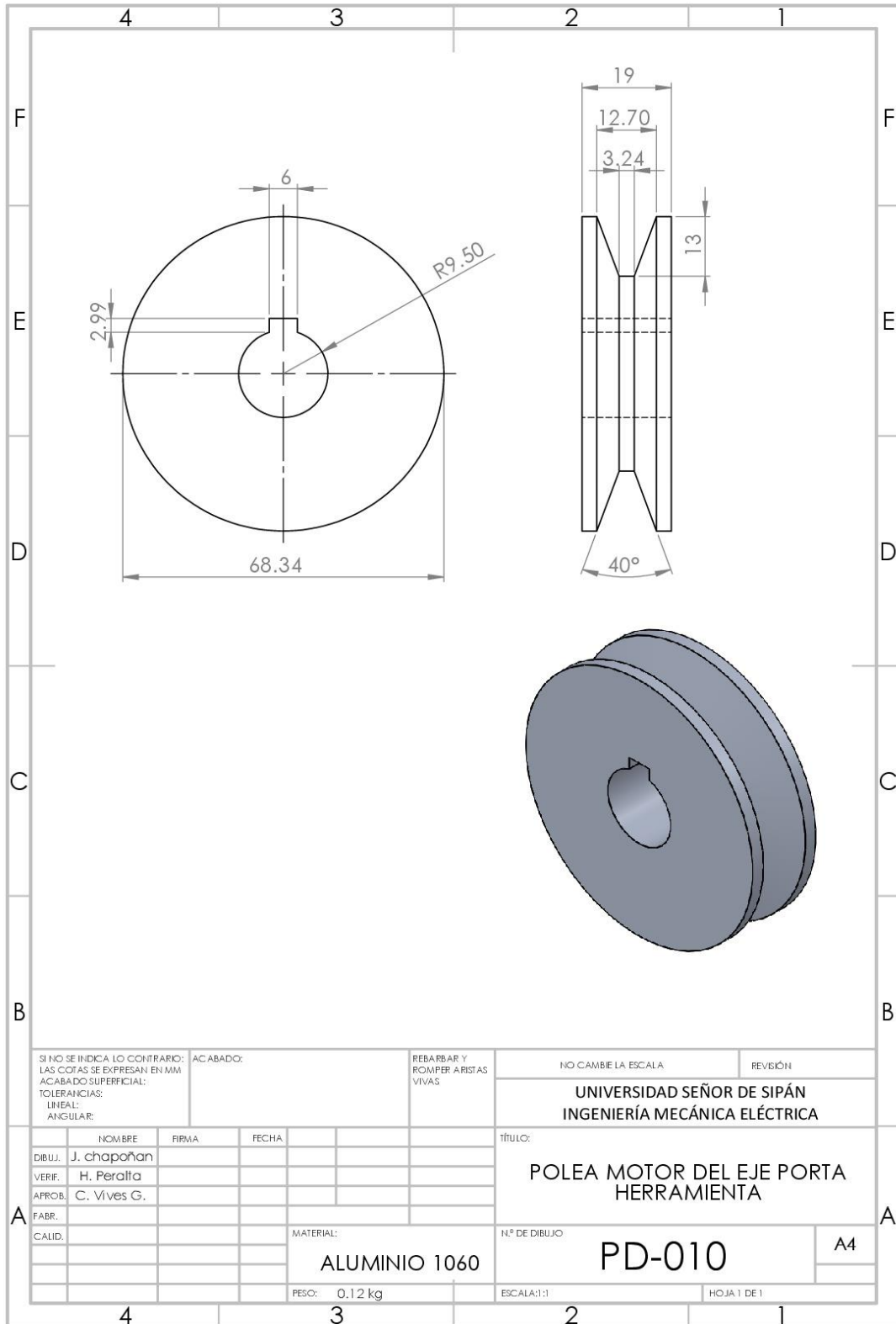
Fuente: Propio.2018

B. Polea de eje portacuchilla



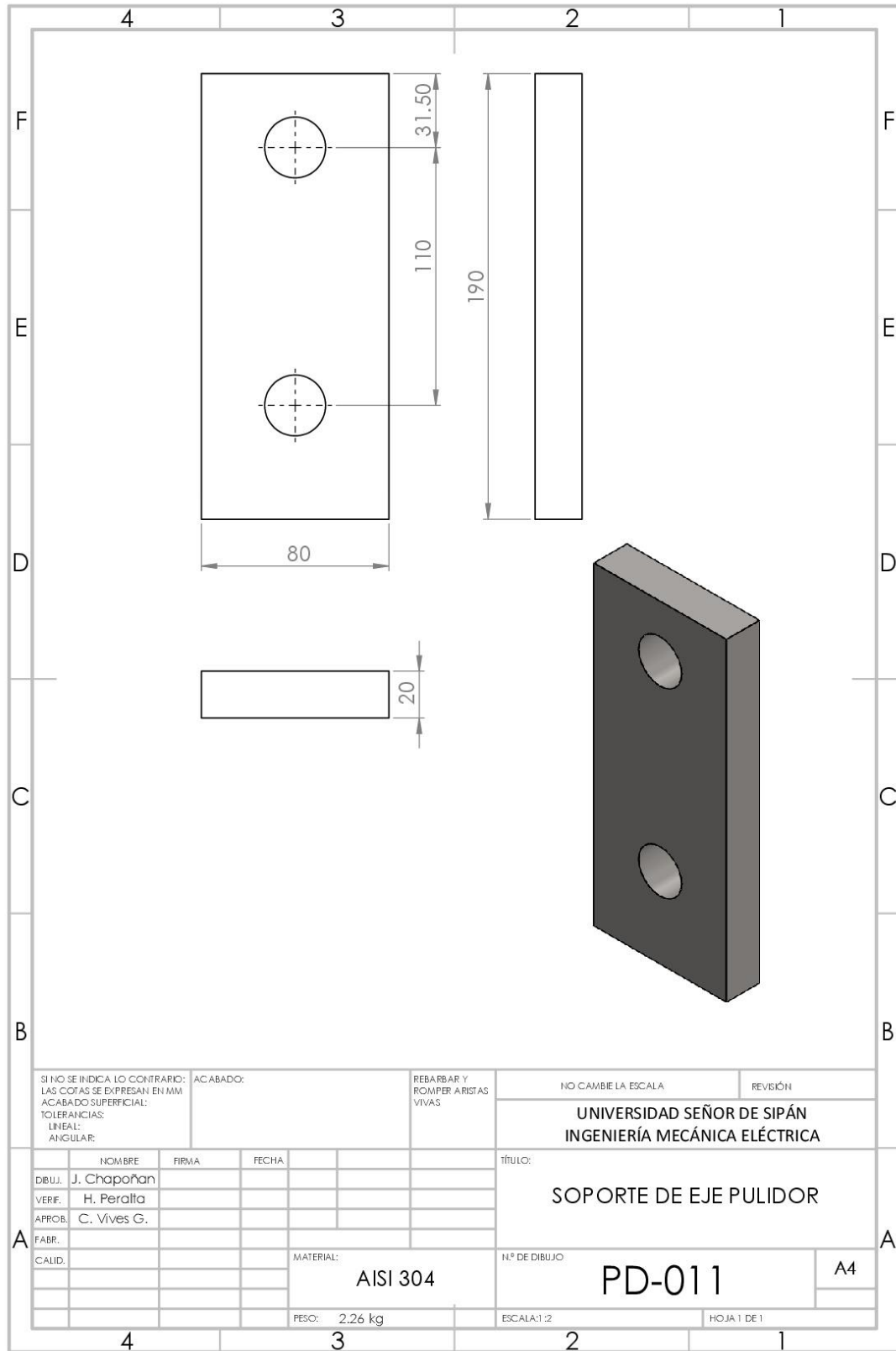
Fuente: Propio.2018

C. Polea de motor porta herramienta



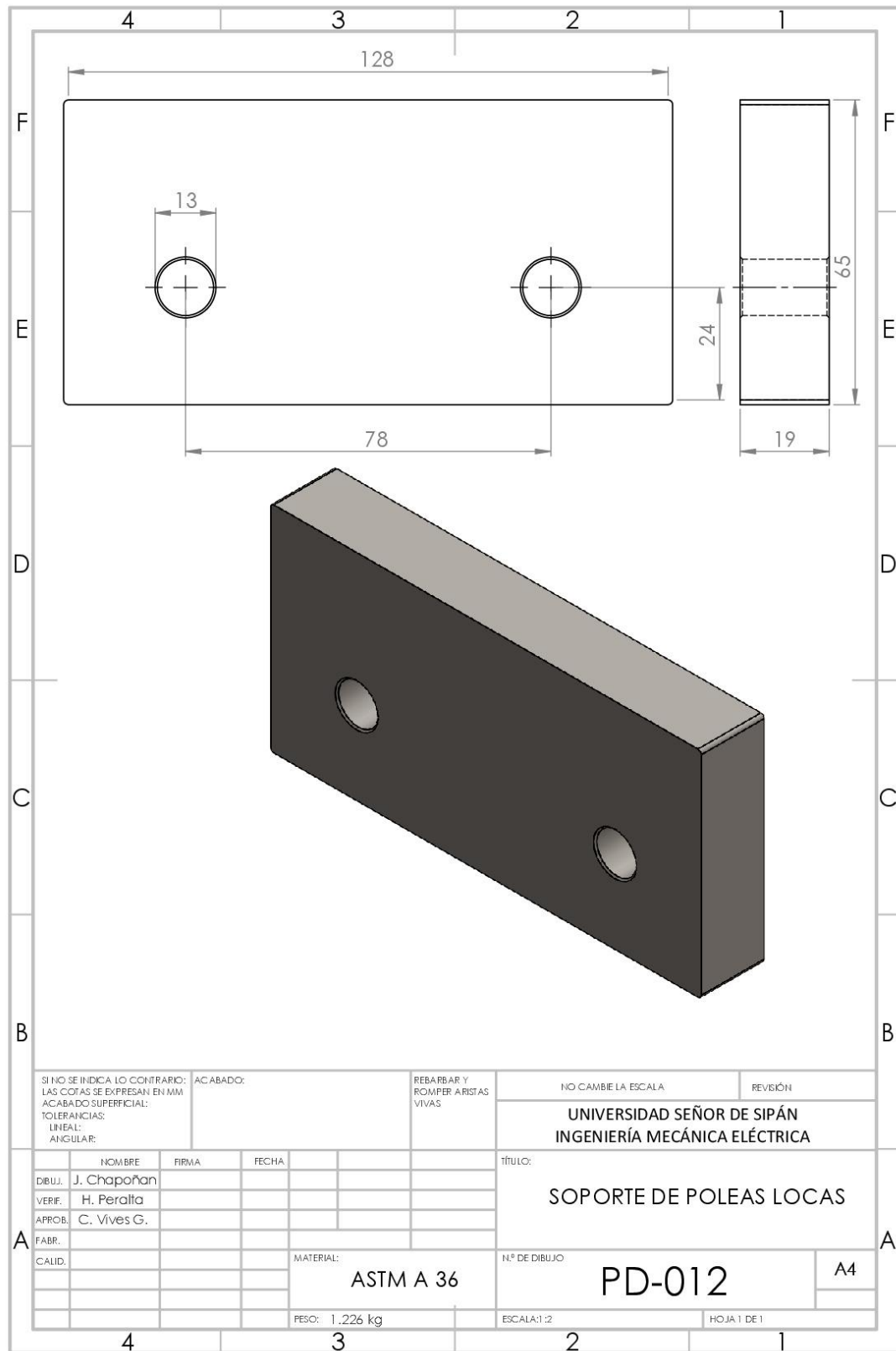
Fuente: Propio.2018

D. Soporte de eje pulidor



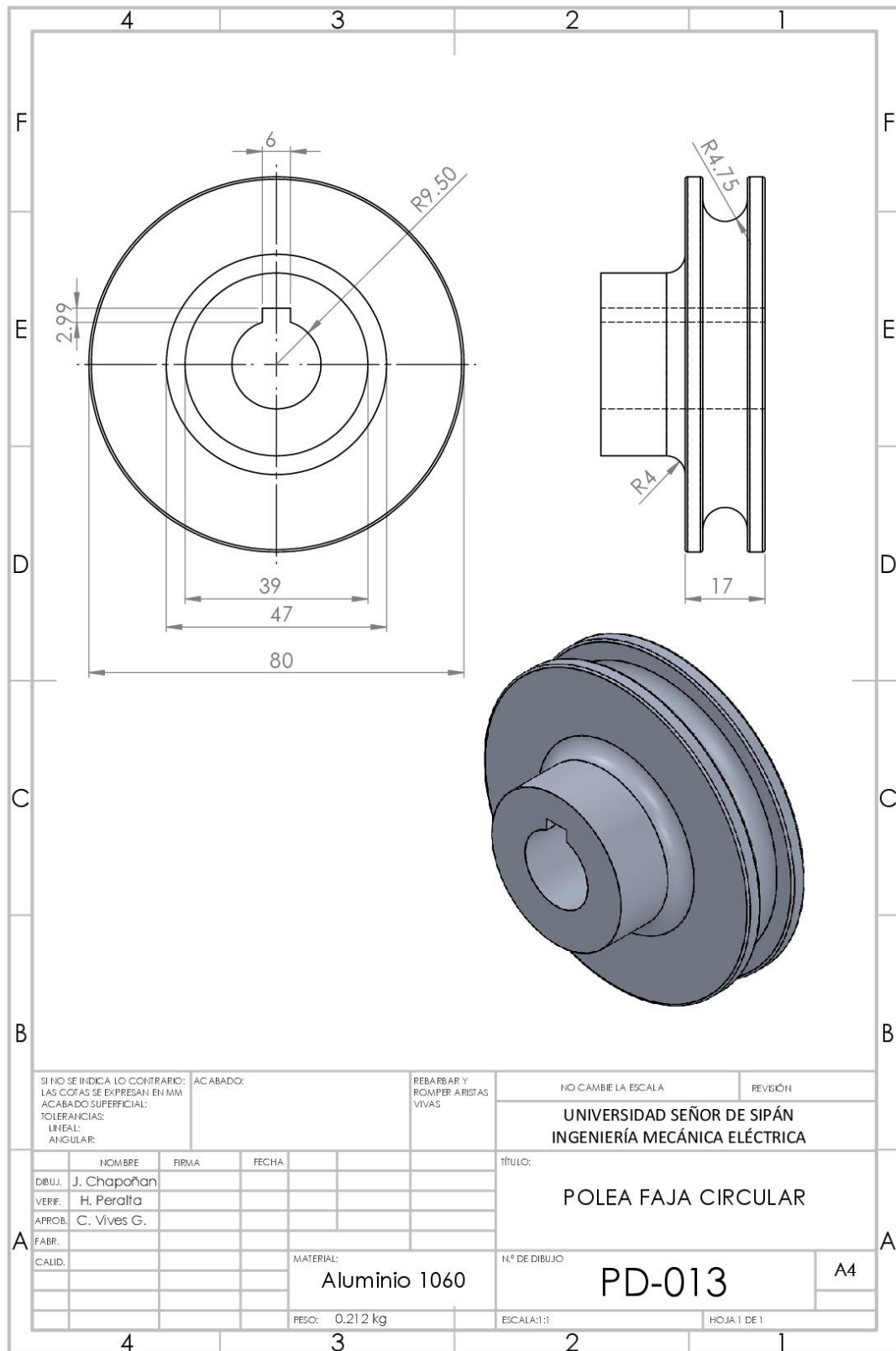
Fuente: Propio.2018

E. Soporte de poleas locas



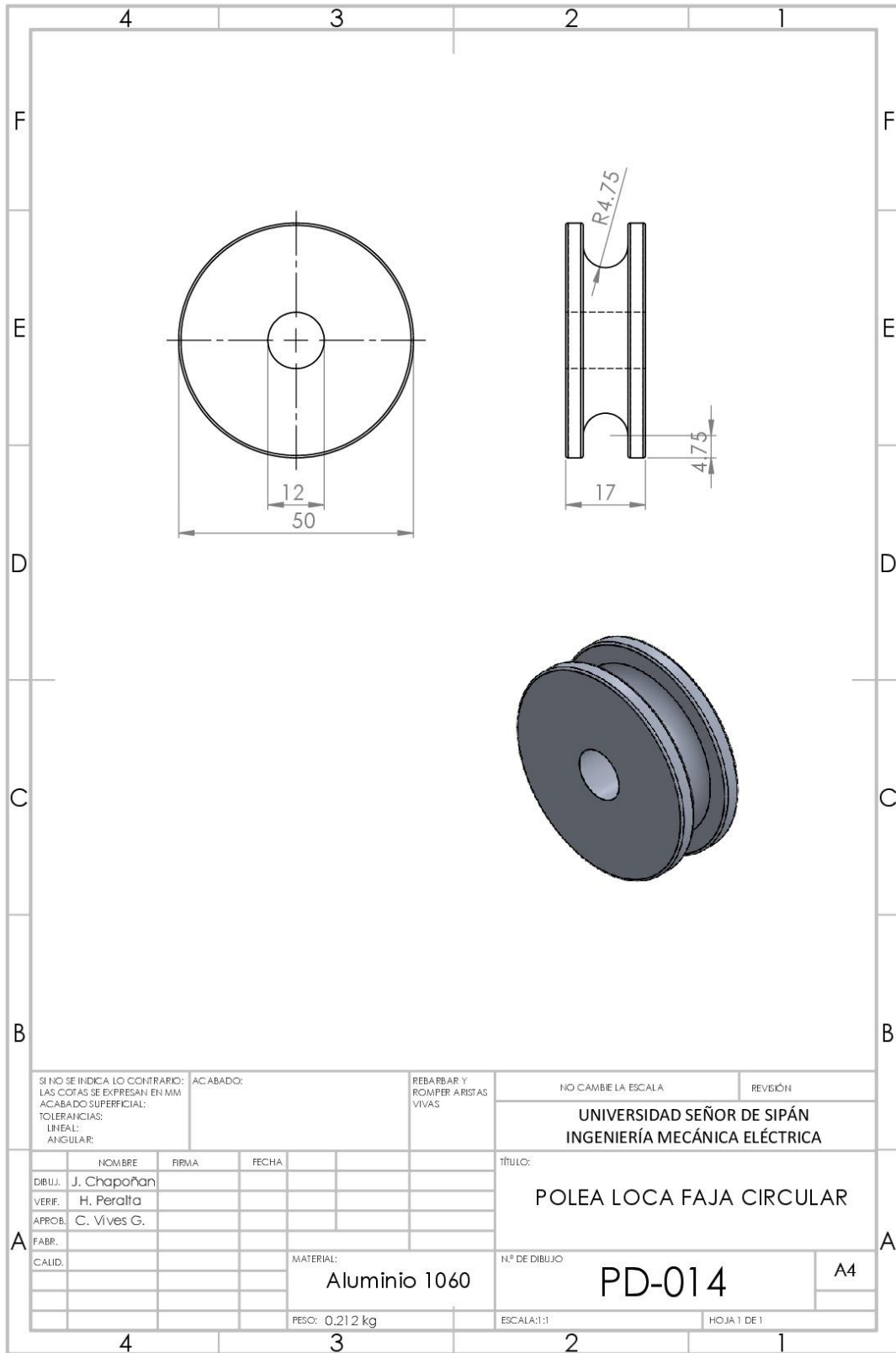
Fuente: Propio.2018

F. Polea faja circular



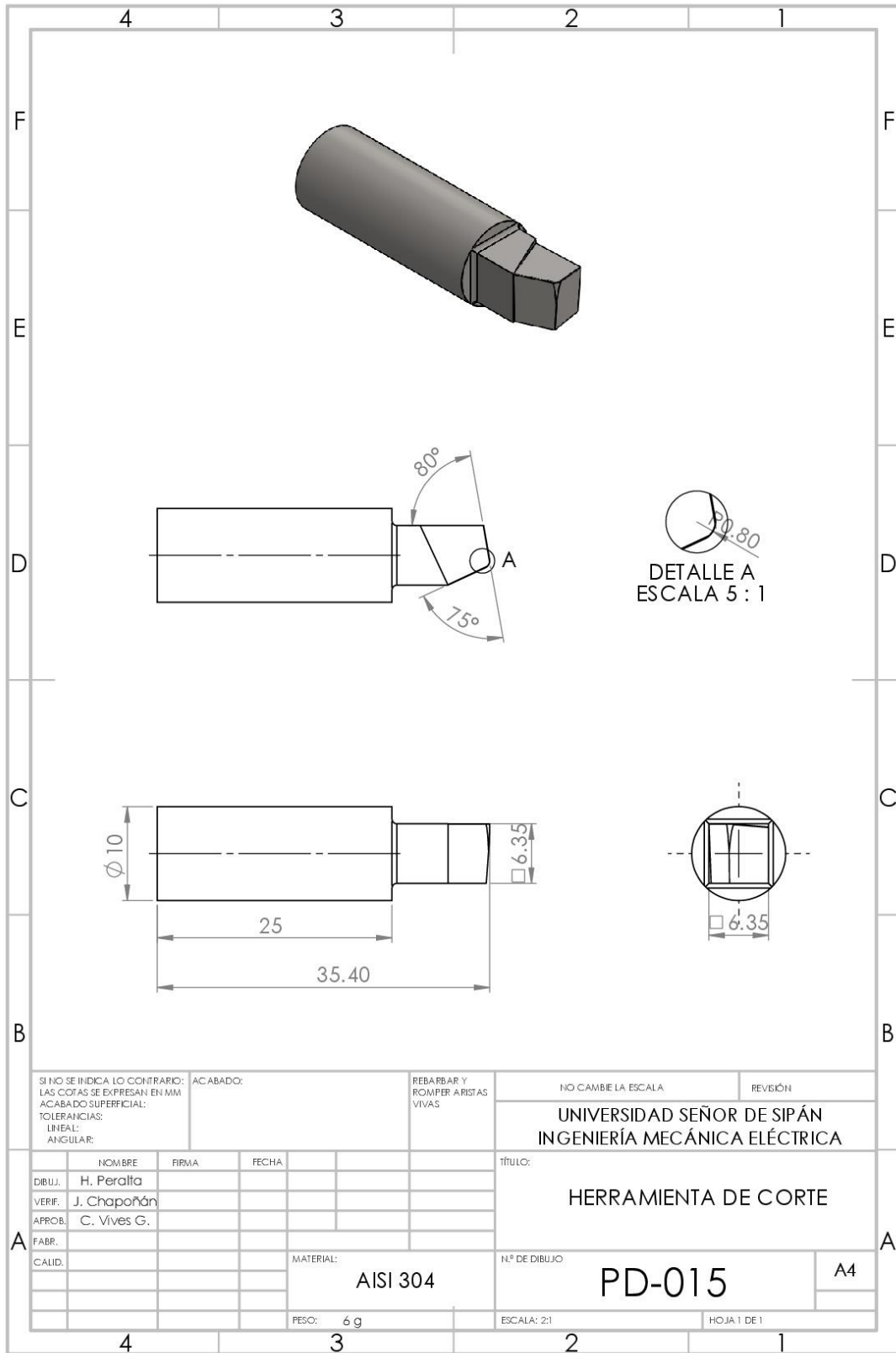
Fuente: Propio.2018

G. Polea loca faja circular



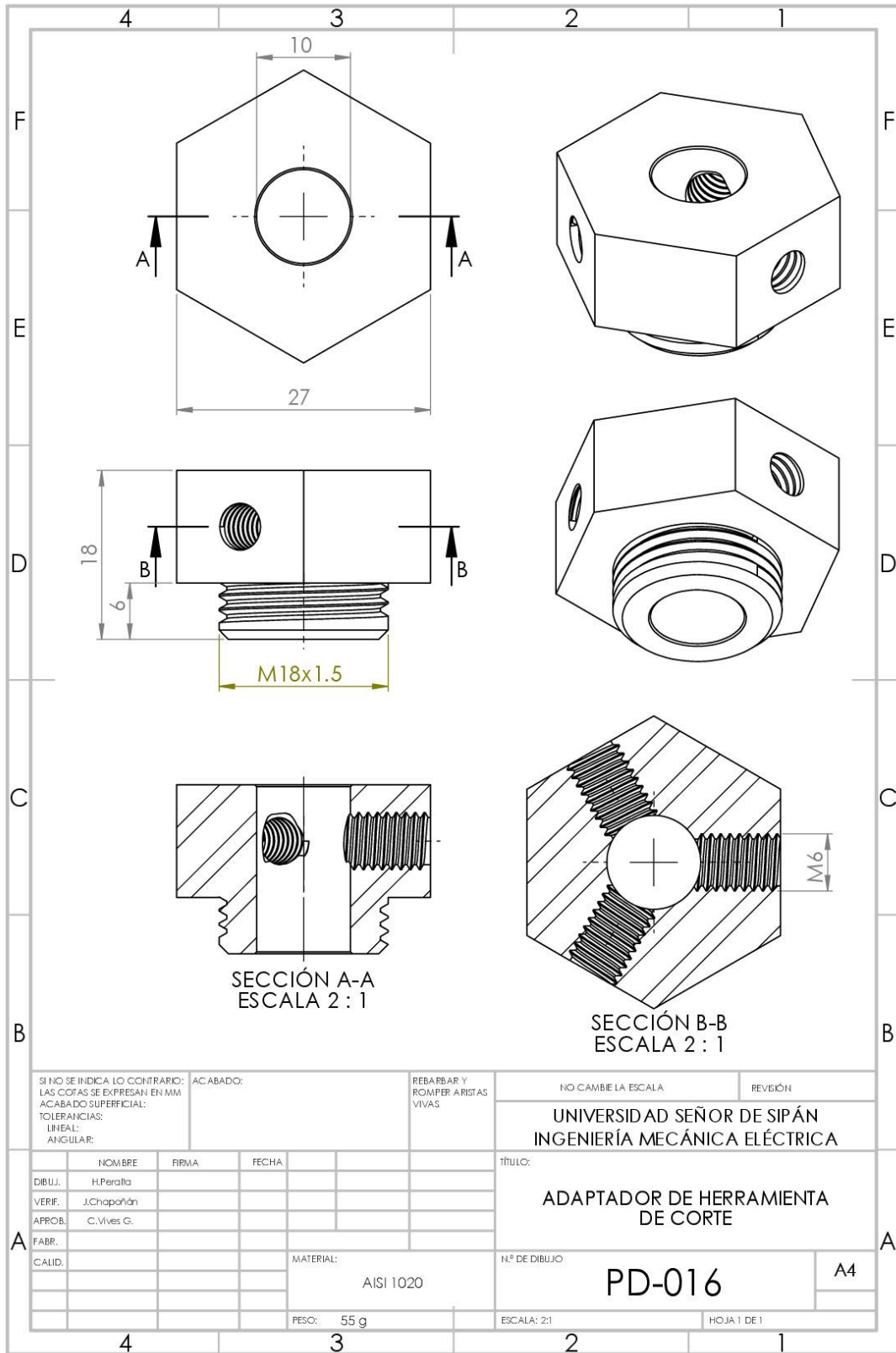
Fuente: Propio.2018

H. Herramienta de corte



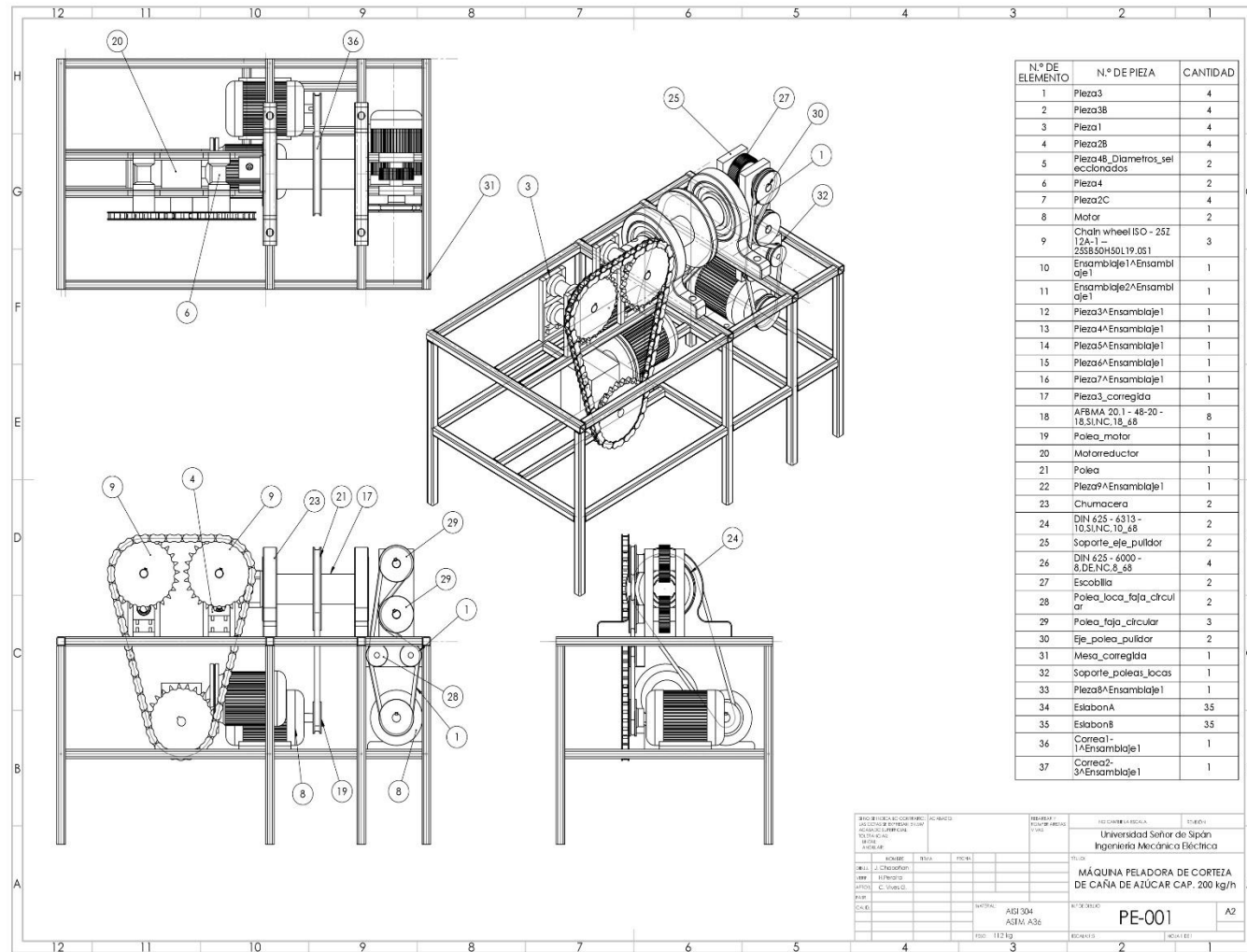
Fuente: Propio.2018

I. Adaptador de herramienta de corte



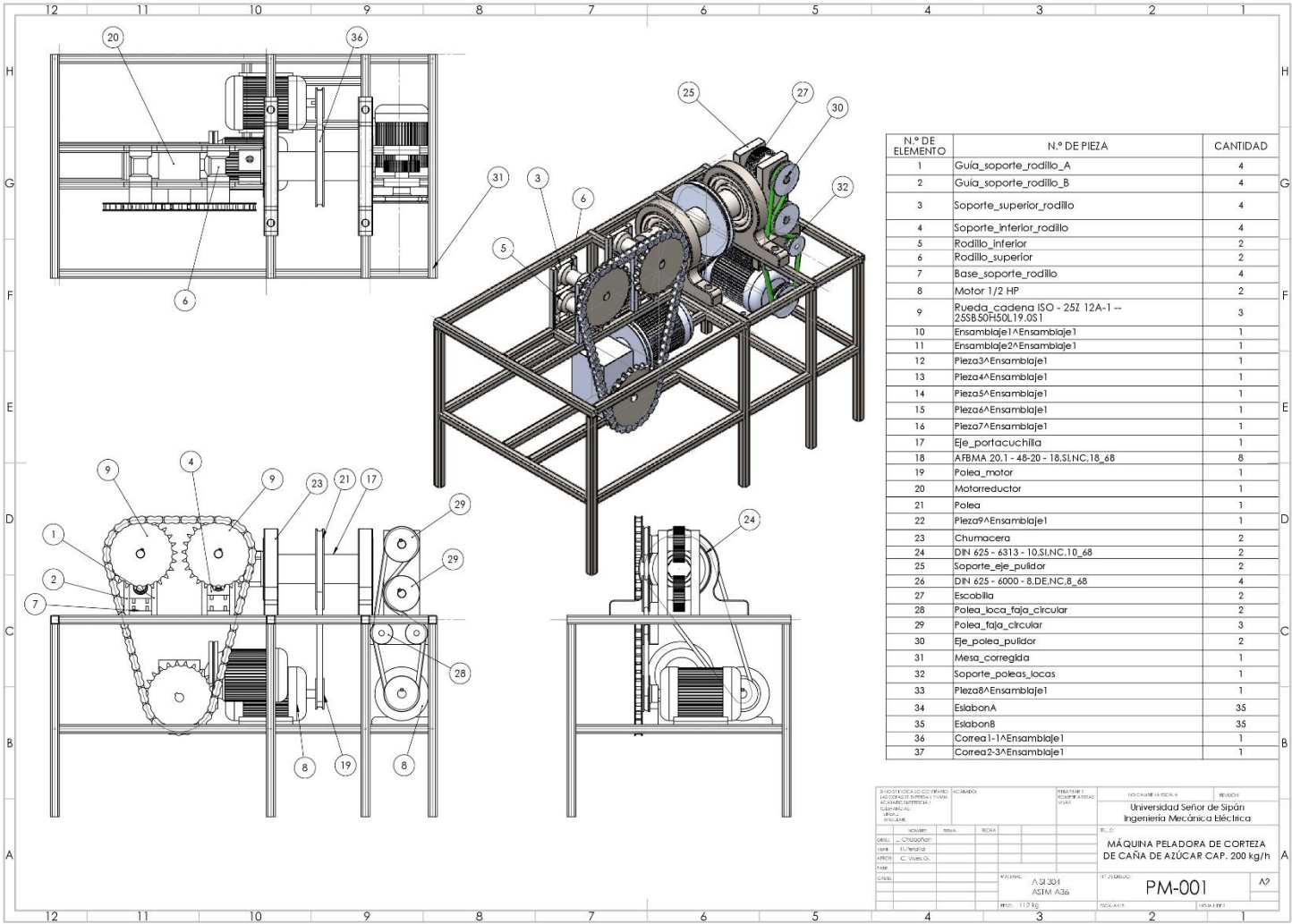
Fuente: Propio.2018

J. Número de piezas vs cantidad de la máquina



Fuente: Propio.2018

K. Descripción de las partes de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar

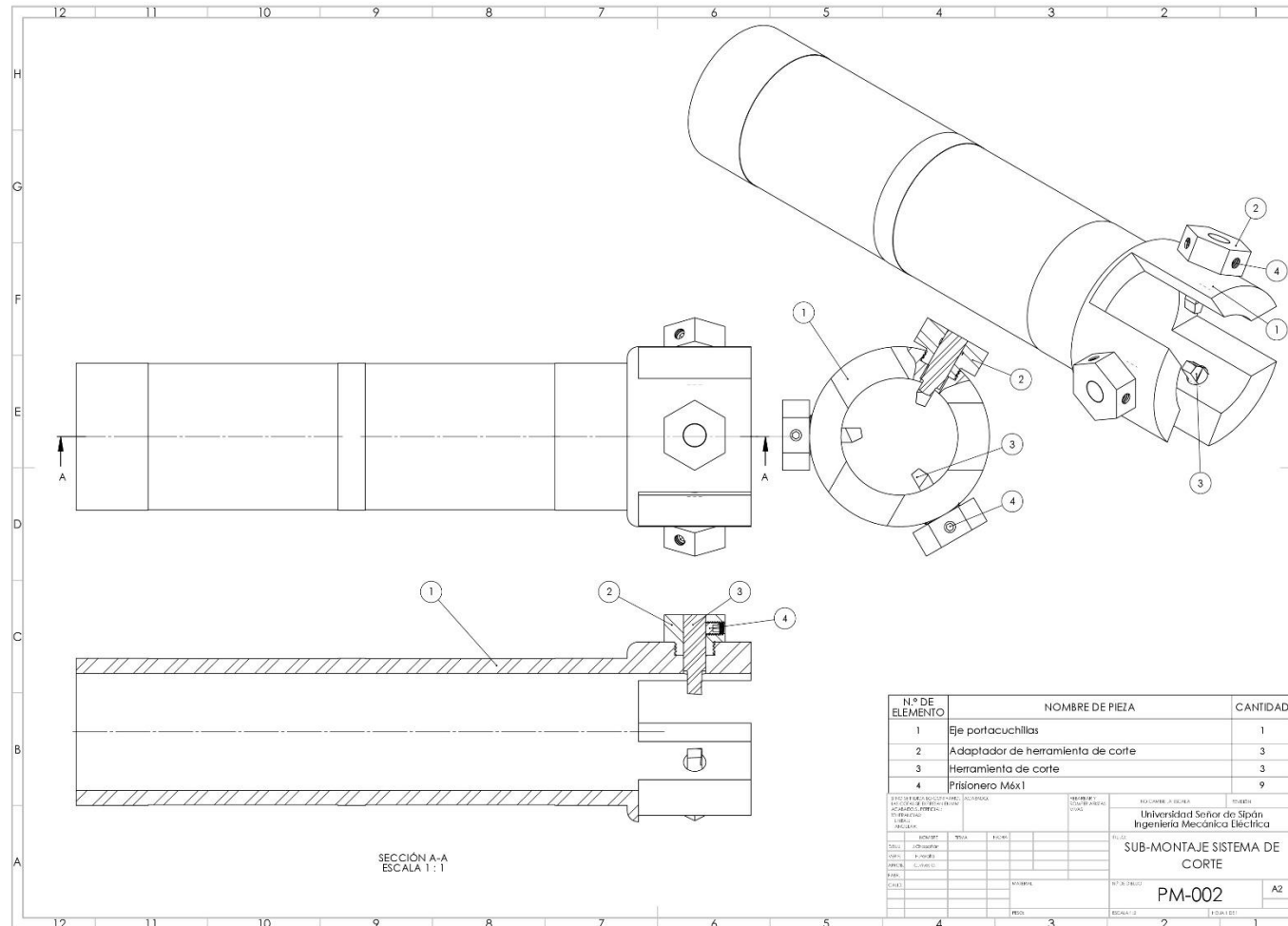


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Guía_soporte_rodillo_A	4
2	Guía_soporte_rodillo_B	4
3	Soporte_superior_rodillo	4
4	Soporte_inferior_rodillo	4
5	Rodillo_inferior	2
6	Rodillo_superior	2
7	Base_soporte_rodillo	4
8	Motor 1/2 HP	2
9	Rueda_cadena ISO - 25Z 12A-1 -- 25S50H50L19.0S1	3
10	Ensamblaje1^Ensamblaje1	1
11	Ensamblaje2^Ensamblaje1	1
12	Pieza3^Ensamblaje1	1
13	Pieza4^Ensamblaje1	1
14	Pieza5^Ensamblaje1	1
15	Pieza6^Ensamblaje1	1
16	Pieza7^Ensamblaje1	1
17	Eje_portacuchilla	1
18	AFBMA 20.1 - 48-20 - 18.SLINC.18_68	8
19	Polea_motor	1
20	Motorreductor	1
21	Polea	1
22	Pieza9^Ensamblaje1	1
23	Chumacera	2
24	DIN 625 - 6313 - 10.SLINC.10_68	2
25	Soporte_eje_pulidor	2
26	DIN 625 - 6000 - 8.DE.NC.8_68	4
27	Escobilla	2
28	Polea_laca_faja_circular	2
29	Polea_faja_circular	3
30	Eje_polea_pulidor	2
31	Mesa_corregida	1
32	Soporte_poleas_lacas	1
33	Pieza8^Ensamblaje1	1
34	EslabonA	35
35	EslabonB	35
36	Correa1-1^Ensamblaje1	1
37	Correa2-3^Ensamblaje1	1

DISEÑO: [] CALIFICACIÓN: [] REVISIÓN: [] AUTORIZACIÓN: []	DISEÑADOR: [] REVISOR: [] AUTORIZADO: []	UNIVERSIDAD: Universidad Señor de Sipón Ingeniería Mecánica Eléctrica	REVISIÓN: [] FECHA: []
TÍTULO: MÁQUINA PELADORA DE CORTEZA DE CAÑA DE AZÚCAR CAP. 200 kg/h		N.º DE DISEÑO: PM-001	

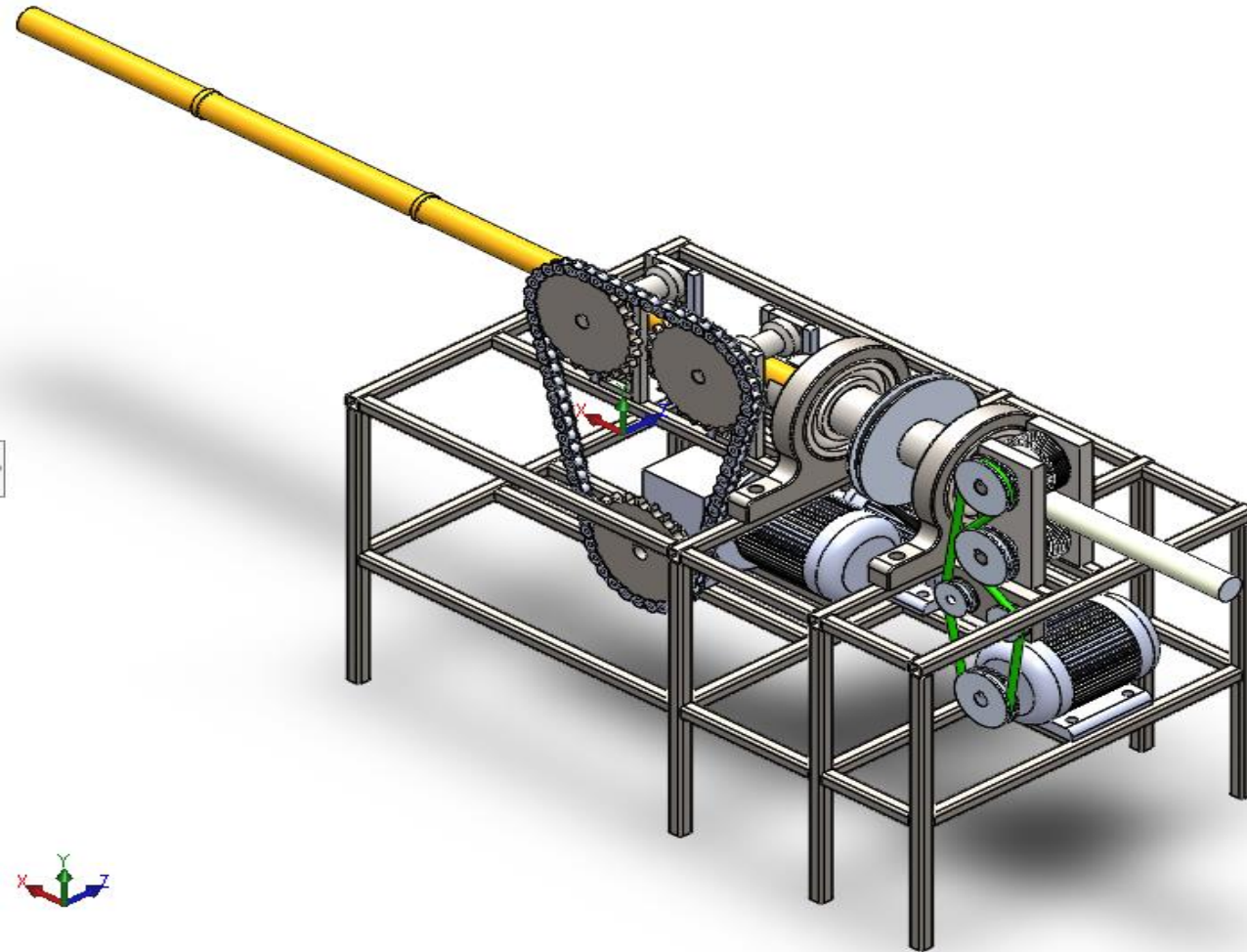
Fuente: Propio.2018

L. Montaje de las cuchillas en el eje



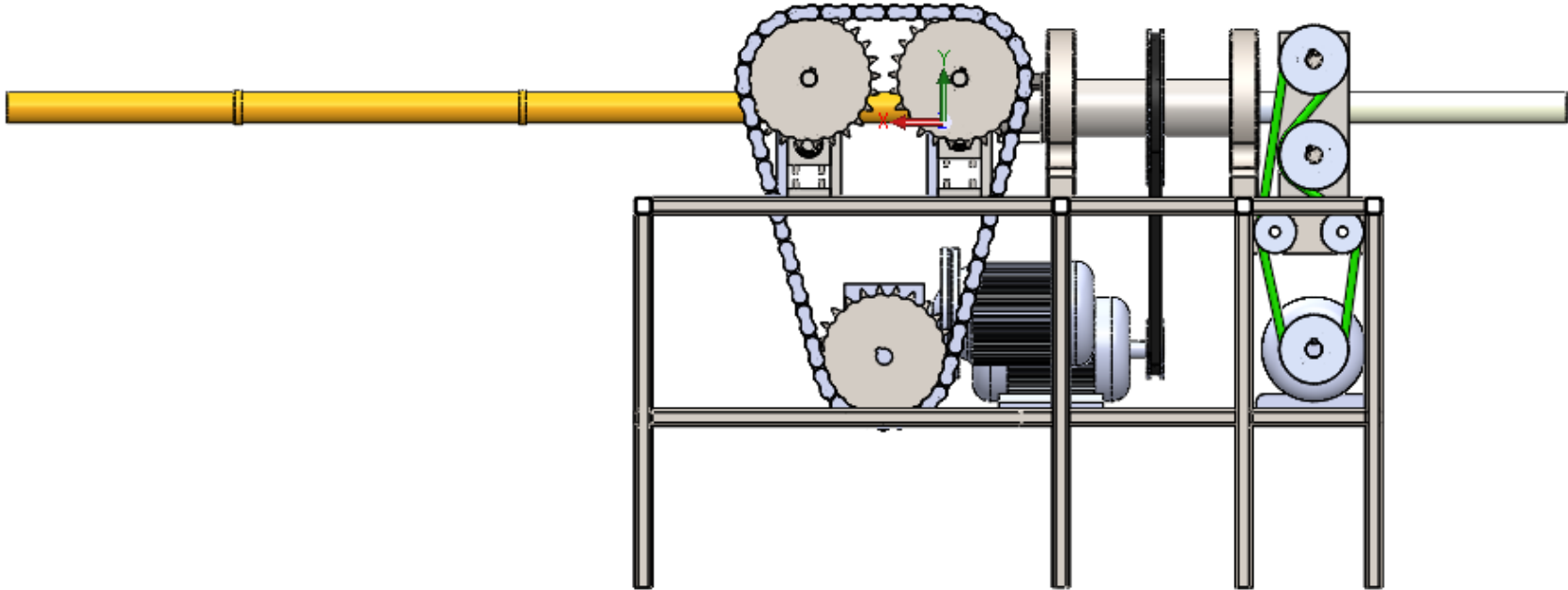
Fuente: Propio.2018

M. Vista isométrica de la máquina peladora de corteza de caña de azúcar



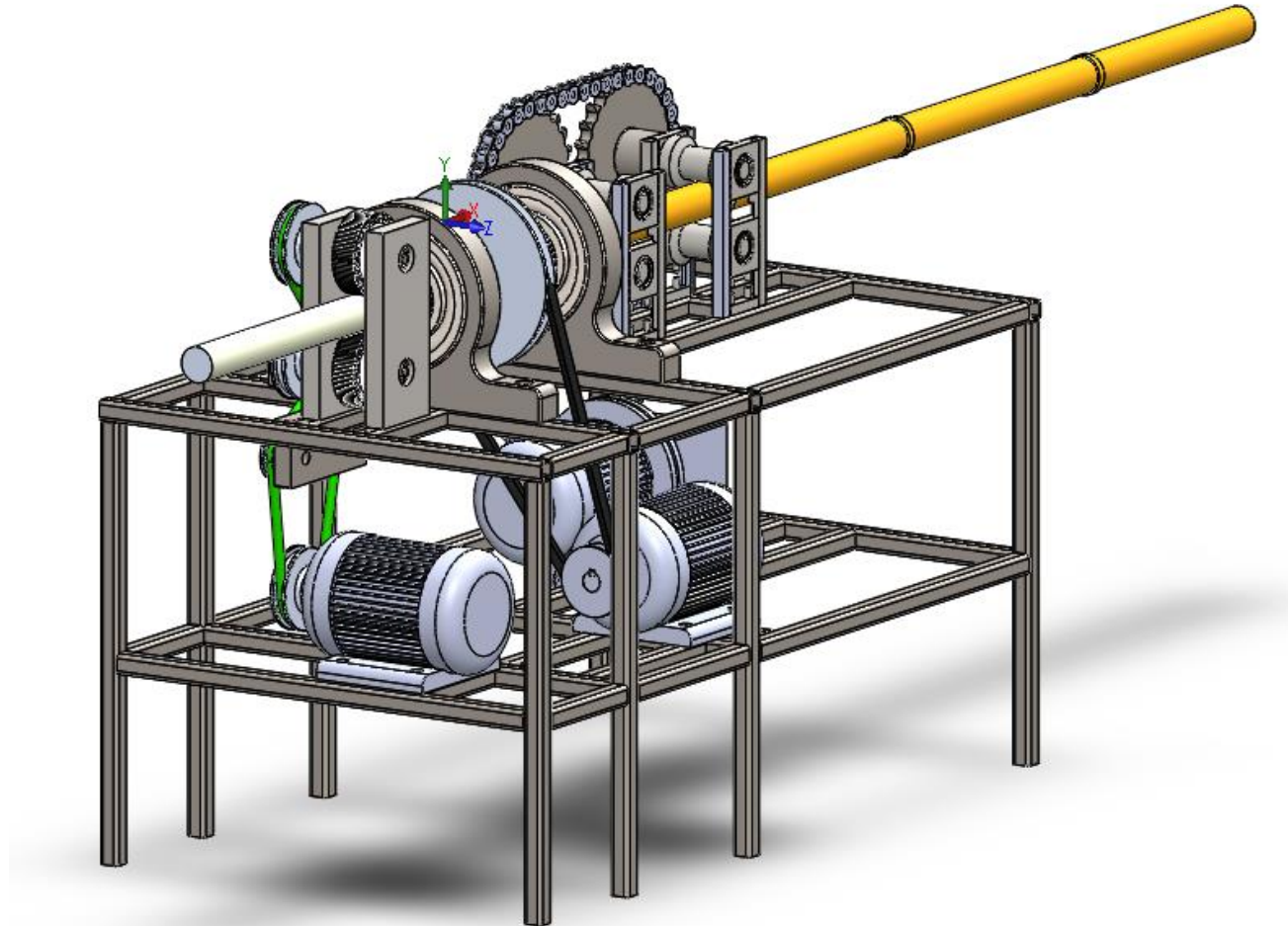
Fuente: Propio, 2018.

N. Vista frontal



Fuente: Propio, 2018.

L. Vista isométrica lateral



Fuente: Propia, 2018