

DESARROLLO TECNOLÓGICO A ESCALA LABORATORIO DE UN SISTEMA
DE MEZCLADO Y FILTRADO DE CRUDO DE ALMIDÓN PROVENIENTE DE
GRANOS SEMILLA DE LA ESPECIE CHENOPADIUM QUINUA (WILD)

ANDRÉS FELIPE GONZÁLEZ CHIGUASUQUE
JUAN PABLO PARRADO SÁNCHEZ

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, D.C.
2016

DESARROLLO TECNOLÓGICO A ESCALA LABORATORIO DE UN SISTEMA
DE MEZCLADO Y FILTRADO DE CRUDO DE ALMIDÓN PROVENIENTE DE
GRANOS SEMILLA DE LA ESPECIE CHENOPADIUM QUINUA (WILD)

ANDRÉS FELIPE GONZÁLEZ CHIGUASUQUE
JUAN PABLO PARRADO SÁNCHEZ

PROYECTO INTEGRAL DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

Director
MIGUEL ALFONSO MORALES GRANADOS
INGENIERO MECÁNICO

Coinvestigador
CLAUDIO RAÚL BERNAL BUSTOS
ESTUDIANTE DE DOCTORADO (ED)

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ, D.C.
2016

Aceptación (Dirección de investigaciones):

Presidente del jurado
Ing. Miguel Morales Granados

Jurado 1
Ing. Jhon Freddy Ochoa Avendaño

Jurado 2
Ing. Carlos Urrego Rodríguez

Bogotá D.C., 9 de Agosto del 2016

DIRECTIVAS UNIVERSIDAD DE AMÉRICA

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director de Investigaciones

Ing. Armando Fernández Cárdenas

Director de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

La responsabilidad de los conceptos emitidos en este documento recae directamente sobre sus autores.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	17
1. ESTADO DEL ARTE	19
1.1 CARACTERÍSTICAS DE LA SEMILLA DE QUINUA	19
1.2 ESTADO ACTUAL DE LA QUINUA	22
1.3 DIAGNÓSTICO DE PROBLEMÁTICA EN EL PROCESO INDUSTRIAL DE LA QUINUA	23
1.4 ALMIDÓN	24
1.4.1 Almidones naturales	25
1.4.2 Almidones modificados	26
1.5 EQUIPOS DE EXTRACCIÓN DE ALMIDÓN	26
1.5.1 Equipos de extracción de almidón de yuca	26
1.5.2 Equipos de extracción de almidón de papa	27
1.5.3 Equipos de extracción de almidón de ñame	30
2. EXTRACCIÓN DE ALMIDÓN A PARTIR DE LA SEMILLA DE QUINUA	33
2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO A PARTIR DE LA METODOLOGÍA DE EXTRACCIÓN	40
2.2 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	40
2.3 DISPONIBILIDAD DE RECURSOS	41
3. DISEÑO FUNCIONAL Y PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE LOS SISTEMAS	42
3.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO	42
3.1.1 Alternativa 1	42
3.1.2 Alternativa 2	43
3.1.3 Alternativa 3	44
3.2 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA A DESARROLLAR	45
3.2.1 Significado de la escala para cada criterio	47
4. DISEÑO DETALLADO	49
4.1 DISEÑO DEL TORNILLO SINFÍN	51
4.1.1 Selección de material de fabricación	52
4.1.2 Diseño de la etapa transportadora	53
4.1.3 Diseño de la etapa extrusora	58
4.1.4 Diseño de paletas mezcladoras	62
4.1.5 Soldadura en el tornillo sinfín	63
4.2 DISEÑO DE TAMBOR	64
4.2.1 Selección del material del tambor	64

4.2.2 Potencia del tambor	64
4.2.3 Selección de pernos para unión	69
4.3 SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO	75
4.4 SISTEMA DE TRNASMISIÓN DE POTENCIA	75
4.4.1 Sistema de transmisión por engranes cónicos rectos.	76
4.4.1.1 Cálculo de engranes cónicos	77
4.4.2 Sistema de transmisión por banda y poleas	82
4.4.2.1 Diseño de transmisión de bandas y poleas para el tornillo sinfín	83
4.4.2.2 Diseño de transmisión de bandas y poleas en el tambor	92
4.5 SELECCIÓN DE LAS CHUMACERAS	94
4.5.1 Fuerza aplicada en la chumacera del tornillo sinfín	94
4.5.1.1 Peso de la tubería del tornillo sinfín	95
4.5.1.2 Peso del disco retenedor de mezcla	97
4.5.1.3 Peso de la polea acoplada al tornillo sinfín	98
4.5.2 Fuerza aplicada en la chumacera del tambor	99
4.5.2.1 Peso de la tubería del tambor	100
4.5.2.2 Peso de la mezcla	103
4.5.2.3 Peso de la polea acoplada al tambor	103
4.6 DISEÑO DEL DOSIFICADOR	105
4.6.1 Volumen almacenado por el dosificador	105
4.6.2 Selección de la válvula dosificadora	107
4.6.3 Peso de la tubería del dosificador	107
4.6.4 Fuerza aplicada en la estructura	109
4.7 SELECCIÓN DEL SELLO MECÁNICO	110
4.8 SISTEMA ESTRUCTURAL	111
4.8.1 Estructura principal	111
4.8.1.1 Carga en la viga de la chumacera del tornillo sinfín	111
4.8.1.2 Carga en la viga de la chumacera del tambor	112
4.8.1.3 Diseño y selección de la viga	112
4.8.1.4 Deflexión máxima	117
4.8.1.5 Cálculo de las columnas	118
4.8.2 Estructura del motor	112
4.8.2.1 Diseño y selección de la viga	122
4.8.2.2 Deflexión máxima	126
4.8.2.3 Cálculo de las columnas	127
4.8.3 Estructura del dosificador	130
4.8.3.1 Diseño y selección de la viga	131
4.8.3.2 Deflexión máxima	135
4.8.3.3 Cálculo de las columnas	135
4.8.4 Soldadura en las estructuras	138
4.9 DISEÑO DE LA CARCASA	141
4.9.1 Salida de materiales	141
4.9.2 Tornillos de sujeción	141
4.9.3 Apertura y cierre de carcasa	142

5. SIMULACIÓN	142
5.1 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL DECANTADOR	142
5.1.1 Restricciones y cargas en la estructura del decantador	142
5.1.2 Simulación del desplazamiento nodal	142
5.1.3 Simulación de esfuerzo elemental nodal	143
5.2 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MOTOR	144
5.2.1 Restricciones y cargas en la estructura del motor	144
5.2.2 Simulación del desplazamiento nodal	145
5.2.3 Simulación de esfuerzo elemental nodal	145
5.3 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL DOSIFICADOR	146
5.3.1 Restricciones y cargas en la estructura del dosificador	146
5.3.2 Simulación del desplazamiento nodal	146
5.3.3 Simulación de esfuerzo elemental nodal	147
5.4 SIMULACIÓN DE LA HÉLICE DEL TORNILLO SINFIN	148
5.4.1 Restricciones y cargas en la hélice del tornillo sinfin	148
5.4.2 Simulación del desplazamiento nodal	148
5.4.3 Simulación de esfuerzo elemental nodal	149
6. SISTEMA DE CONTROL	150
6.1 LISTADO DE FUNCIONES	150
6.2 COMPONENTES NECESARIOS	150
6.3 CIRCUITO DE FUERZA	151
6.4 CIRCUITO DE CONTROL	152
6.4.1 Funcionamiento automatizado del motor	152
6.4.2 Funcionamiento automatizado del sistema dosificador	153
6.4.3 Paro de emergencia	153
6.5 PANEL DE CONTROL	153
7. COSTOS	155
7.1 COSTOS DE FABRICACIÓN	155
7.2 COSTOS DE PUESTA EN MARCHA	155
7.3 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA	156
8. CONCLUSIONES	157
9. RECOMENDACIONES	158
BIBLIOGRAFÍA	159
ANEXOS	164

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Clasificación taxonómica	19
Cuadro 2. Composición química y valor nutricional	20
Cuadro 3. Principales productores de quinua	23
Cuadro 4. Usos de Almidón	25
Cuadro 5. Ponderación del nivel de importancia de cada criterio	46
Cuadro 6. Ponderación de satisfacción de cada alternativa	47
Cuadro 7. Puntaje para cada una de las alternativas	48
Cuadro 8. Componentes generales	50
Cuadro 9. Propiedades físicas de la quinua	52
Cuadro 10. Propiedades físicas del agua	52
Cuadro 11. Tipos de acero inoxidable y propiedades	52
Cuadro 12. Propiedades del acero inoxidable austenítico 304	53
Cuadro 13. Diámetros normalizados para tubería en acero inoxidable	53
Cuadro 14. Velocidad máxima en rpm según la clase del material	57
Cuadro 15. Especificaciones métricas para pernos	69
Cuadro 16. Factores de seguridad de materiales	70
Cuadro 17. Material para empaques	73
Cuadro 18. Parámetros de selección del motor	75
Cuadro 19. Motor seleccionado	75
Cuadro 20. Geometría del engrane cónico recto	82
Cuadro 21. Factores de servicio para bandas en V	84
Cuadro 22. Tamaños de poleas estándar para transmisión tornillo sinfín	86
Cuadro 23. Longitud de bandas estándar	88
Cuadro 24. Resumen transmisión por bandas y poleas para el tornillo sinfín	91
Cuadro 25. Tamaños de poleas estándar para transmisión del tambor	92
Cuadro 26. Resumen transmisión de bandas y poleas para el tambor	93
Cuadro 27. Válvula mariposa	107
Cuadro 28. Especificaciones del sello mecánico (medidas en mm)	110
Cuadro 29. Propiedades mecánicas del acero ASTM A 36	111
Cuadro 30. Perfiles de secciones en L para la estructura principal	116
Cuadro 31. Valores aproximados del factor de longitud efectiva (K)	119
Cuadro 32. Perfiles de secciones en L para la estructura del motor	125
Cuadro 33. Valores aproximados del factor de longitud efectiva (K)	127
Cuadro 34. Perfiles de secciones en L para la estructura del dosificador	133
Cuadro 35. Valores aproximados del factor de longitud efectiva (K)	135
Cuadro 36. Fórmula para fuerza / pulgada de soldadura en las estructuras	138

Cuadro 37. Fuerzas sobre las soldaduras	139
Cuadro 38. Tamaños mínimos de cordón	139
Cuadro 39. Simbología del sistema eléctrico	151
Cuadro 40. Costos de materiales	155
Cuadro 41. Costos de puesta en marcha	156

LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Corte transversal semilla quinua	21
Imagen 2. Coladora para extracción de almidón de yuca	27
Imagen 3. Hidrociclones	28
Imagen 4. Funcionamiento de un hidrociclón	29
Imagen 5. Zaranda vibratoria circular	31
Imagen 6. Acondicionamiento de Quinua	34
Imagen 7. Molino Fritsch pulverisette 19	35
Imagen 8. Mezclado de agua y quinua	36
Imagen 9. Prensado manual de la mezcla	36
Imagen 10. Crudo de almidón Quinua	36
Imagen 11. Fracción gruesa lavada.	37
Imagen 12. Primer, segundo y tercer decantado	38
Imagen 13. Almidón líquido	39
Imagen 14. Almidón de quinua secado	39
Imagen 15. Componentes generales	49
Imagen 16. Plano de corte de componentes generales	49
Imagen 17. Esfuerzo de aplastamiento	73
Imagen 18. Viga crítica en la estructura del decantador	112
Imagen 19. Viga crítica en la estructura del motor	121
Imagen 20. Viga crítica de la estructura del dosificador	129
Imagen 21. Restricciones y cargas en la estructura del decantador	142
Imagen 22. Desplazamiento nodal en la estructura del decantador	143
Imagen 23. Esfuerzo elemental nodal en la estructura del decantador	143
Imagen 24. Restricciones y cargas en la estructura del motor	144
Imagen 25. Desplazamiento nodal en la estructura del motor	145
Imagen 26. Esfuerzo elemental nodal en la estructura del motor	145
Imagen 27. Restricciones y cargas en la estructura del dosificador	146
Imagen 28. Desplazamiento nodal en la estructura del dosificador	146
Imagen 29. Esfuerzo elemental nodal en la estructura del dosificador	147
Imagen 30. Restricciones y cargas en la hélice tornillo sinfín	148
Imagen 31. Desplazamiento nodal en la hélice del tornillo sinfín	148
Imagen 32. Esfuerzo elemental nodal en la hélice	149

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Flujograma de obtención de almidón de quinua	33
Figura 2. Alternativa 1	43
Figura 3. Alternativa 2	44
Figura 4. Alternativa 3	44
Figura 5. Tornillo sinfín	51
Figura 6. Simbología tornillo extrusor	59
Figura 7. Fuerzas actuantes sobre el tornillo extrusor	60
Figura 8. Paletas mezcladoras	62
Figura 9. Dimensiones paletas	63
Figura 10. Tambor	64
Figura 11. Selección de radios y longitud	68
Figura 12. Selección de perno de unión para el tambor	71
Figura 13. Selección de tuercas para el tambor	72
Figura 14. Diámetro de brida	72
Figura 15. Dimensiones de la brida	74
Figura 16. Vista superior del sistema de transmisión	76
Figura 17. Sistema de transmisión de engranes cónicos rectos	77
Figura 18. Dimensiones principales de los engranes cónicos rectos	77
Figura 19. Transmisión por bandas y poleas	83
Figura 20. Transmisión por bandas y poleas tornillo sinfín	83
Figura 21. Potencia de diseño Vs Velocidad angular	85
Figura 22. Perfil de la banda 3V	85
Figura 23. Factor de corrección vs ángulo de contacto	89
Figura 24. Factor de corrección vs Longitud de banda	90
Figura 25. Chumaceras tornillo sinfín	94
Figura 26. Secciones del tornillo sinfín	95
Figura 27. Cargas máximas soportadas por la chumacera SNL 518-615	99
Figura 28. Chumaceras del tambor	100
Figura 29. Secciones del tambor	100
Figura 30. Cargas máximas soportadas por la chumacera SNLN 3028	104
Figura 31. Secciones del dosificador	105
Figura 32. Posición del sello mecánico	110
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de la viga (estructura principal)	113
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre con las reacciones en los apoyos	113
Figura 35. Diagrama de fuerza cortante máxima y momento flector máximo	114

Figura 36. Selección de factores de seguridad para estructura principal	115
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre de la viga (estructura motor)	121
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre con las reacciones en los apoyos	122
Figura 39. Diagrama de fuerza cortante máxima y momento flector máximo	123
Figura 40. Selección de factores de seguridad para la estructura del motor	124
Figura 41. Diagrama de cuerpo libre de la viga (estructura del dosificador)	130
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre con las reacciones en los apoyos	130
Figura 43. Diagrama de fuerza cortante máxima y momento flector máximo	131
Figura 44. Selección de factores de seguridad estructura dosificador	132
Figura 45. Factores geométricos para el análisis de soldadura	137
Figura 46. Salida de materiales	140
Figura 47. Tornillos de sujeción de la carcasa	141
Figura 48. Manija y bisagras de apertura	141
Figura 49. Circuito de fuerza	151
Figura 50. Circuito de control	152
Figura 51. Panel de control	153

LISTA DE GRÁFICAS

	pág.
Gráfica 1. Fuerza máxima centrífuga (g-force) Vs Diámetro externo del tambor	65
Gráfica 2. Fuerza máxima centrífuga (g-force) Vs Velocidad angular del tambor	66

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Catálogo V'rings	165
Anexo B. Tubería Wesco de acero inoxidable	167
Anexo C. Motor eléctrico trifásico siemens 3 HP	169
Anexo D. Engranés cónicos rectos	172
Anexo E. Rodamiento SKF 16018 Rígido de bolas	174
Anexo F. Rodamiento SKF 6007 Rígido de bolas	176
Anexo G. Banda 3V largo 1320 mm	178
Anexo H. Polea estándar 3 3V 2.80 JA	180
Anexo I. Polea estándar 3 3V 33.50 SF	182
Anexo J. Banda 3V largo 1000 mm	184
Anexo K. Polea estándar 3 3V 14.00 SK	186
Anexo L. Polea estándar 3 3V 6.90 SDS	188
Anexo M. Chumacera SNL 518-615	192
Anexo N. Chumacera SNLN 3028	193
Anexo O. Válvula de mariposa tipo wafer	196
Anexo P. Sello mecánico interno simple rotativo	198
Anexo Q. Planos	200

RESUMEN

Inicialmente se realizó el estado del arte teniendo en cuenta el contexto histórico y el estado actual de la semilla de quinua para determinar la problemática a la cual se daría solución con el diseño de la máquina. Con la problemática se determinaron los requerimientos funcionales, parámetros de diseño y disponibilidad de recursos.

Posteriormente se plantearon tres alternativas para dar una solución a la problemática antes estipulada con base en los requerimientos funcionales, parámetros de diseño y disponibilidad de recursos, donde por medio del método de ponderación lineal se le da solución a un problema de multicriterio. Realizando este método se escogió la alternativa 1, la cual es un sistema de decantador centrífugo dado que obtuvo la mayor ponderación.

Para el diseño detallado de la alternativa del decantador centrífugo antes seleccionada, se tuvo en cuenta la capacidad de 5 Kilogramos de quinua para el proceso de mezclado y filtrado, para el cálculo de las dimensiones de la máquina, cada uno de sus componentes y sistemas como lo son, el dosificador, el sistema de transmisión de potencia y el sistema de mezclado y filtrado. Posteriormente se realizó el cálculo de las estructuras de cada sistema, teniendo en cuenta las cargas que experimentan.

Luego de seleccionar las vigas y columnas más adecuadas para soportar las cargas, se le realizó un análisis por el método de elementos finitos por medio de un software especializado, con el fin de determinar de una manera más exacta que las estructuras calculadas si se comportan de la manera segura, comparando los esfuerzos obtenidos con los esfuerzos del material. Se realizó el sistema de control, donde se estableció detalladamente como se va a manejar la máquina para que funcione correctamente. Se elaboraron los planos correspondientes.

Para finalizar se evaluó financieramente el proyecto donde se analizaron todo tipo de costos respecto a la alternativa antes seleccionada.

PALABRAS CLAVE: Quinua, Almidón, Filtración, Mezclado, Decantador, Centrífugo.

INTRODUCCIÓN

EL DESARROLLO TECNOLÓGICO A ESCALA LABORATORIO DE UN SISTEMA DE MEZCLADO Y FILTRADO DE CRUDO DE ALMIDÓN PROVENIENTE DE GRANOS SEMILLA DE LA ESPECIE *CHENOPADIUM QUINUA (WILD)*, es el fruto de un año de trabajo realizado por dos estudiantes de Ingeniería Mecánica, con el apoyo del grupo de investigación de Automatización industrial en cooperación con el centro de bioprospección e Ingeniería Química aplicada al estudio de biomoléculas e industria de almidones fucionalizados.

La *importancia* del presente proyecto radica en la contribución al área de extracción de almidón a partir de la semilla de quinua, la cual es de vital importancia para la Universidad, debido a la cantidad de beneficios que ésta ofrece en grado cosmético, alimentario y perforación.

El *origen* de este proyecto radica en la inexistencia de un proceso industrializado para producir almidón a partir de la semilla de la quinua, por lo tanto es indispensable implementar un proceso industrializado que permita la extracción de éste. Por ello es necesario que el proceso de mezclado y filtrado se desarrolle correctamente, de no ser así, se afectarían la eficiencia del proceso y sus posteriores etapas.

Se planteó como *objetivo* general “Desarrollar tecnológicamente a escala laboratorio un sistema de mezclado y filtrado de crudo de almidón proveniente de granos semilla de la especie *Chenopodium Quinoa (Wild)* ”, que abarca los siguientes objetivos específicos:

- Establecer parámetros de diseño a partir de la metodología de extracción de laboratorio planteada en el grupo de investigación.
- Identificar alternativas del diseño para el proceso objeto estudio.
- Realizar el diseño de detalle y/o selección de las máquinas y etapas del pre-proceso.
- Simular por medio de un software de elementos finitos los elementos más importante de las máquinas.
- Desarrollar el sistema de control de cada una de las máquinas.
- Elaborar planos de las máquinas (Conjunto, ensamble y montaje).

El *alcance* de este proyecto es el desarrollo de un sistema tecnológico a escala laboratorio, de un sistema de mezclado y filtrado de crudo de almidón proveniente de la especie *Chenopodium Quinoa (Wild)*. No se realizará la construcción de dichos sistemas, en caso de construcción se realizará la interventoría de las máquinas.

La metodología empleada diagnostica la situación actual del proceso desarrollado por el grupo de investigación, considerando las diferentes variables que intervienen directamente en el sistema.

Realizando el desarrollo tecnológico de mezclado y filtrado se busca contribuir al proceso, incrementando su rentabilidad y haciendo atractiva su producción, contribuyendo de este modo, a la tecnología para la producción optimizada del almidón.

1. ESTADO DEL ARTE

En este capítulo, se muestra la situación actual de la semilla de quinua, además de sus propiedades, aplicaciones y diferentes enfoques que le da el mundo al potencial que puede brindar dicho alimento.

En el año 2013, la Organización de las naciones unidas para la alimentación y la agricultura, declararon el año internacional de la quinua, lo cual generó diferentes reacciones, desafíos, expectativas, tales como artículos y diferentes tipos de información que muestre al mundo los beneficios y aportes que genera la quinua y así promover su consumo en diferentes partes del mundo.

La quinua es considerada un pseudocereal, ya que no pertenece al grupo de las gramíneas el cual asocia a los cereales tradicionales, sin embargo, presenta un alto contenido de almidón y puede ser estudiado como un cereal. Cabe destacar, que la quinua es el único alimento vegetal que posee todos los aminoácidos esenciales, vitaminas, oligoelementos y no contiene gluten (el cual para algunas personas, se puede considerar dañino). Por otro lado, un beneficio muy grande de esta semilla, es su adaptabilidad a diferentes pisos agroecológicos, lo cual generaría mayor abundancia. "Puede crecer con humedades relativas desde 40% hasta un 88% y se mantiene en perfecto estado a temperaturas de -4°C hasta 38°C".¹

1.1 CARACTERÍSTICAS DE LA SEMILLA DE QUINUA

En el ámbito de la botánica, la Quinua corresponde a la clase de las Dicotiledóneas, de la familia de las Chenopodiáceas, del género *Chenopodium* y la especie Quinua, como se puede apreciar en la clasificación taxonómica denominada en el cuadro 1. El género *Chenopodium* incluye 250 especies, que se cultivan desde el nivel del mar hasta los 3800 metros, teniendo afinidad a los suelos salinos, a las heladas y la sequía.

Cuadro 1. Clasificación taxonómica

Reino	Vegetal
Clase	Dicotiledóneas
Sub clase	Angiospermas
Familia	Chenopodiáceas
Genero	Chenopodium
Sección	Chenopodia
Subsección	Cellulata
Especie	Chenopodium quinoa Wild

Fuente: ERPE, & INIAP. Manual de producción de quinua de calidad en el Ecuador. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/712/1/1312.pdf>

¹ MURILLO, Alipio Canahua y SÁNCHEZ, Ángel Mujica. QUINUA: Pasado, presente y futuro. En: Agro Enfoque. ene. vol. 28, no. 186, p. 13-17

“El secretario general de las naciones unidas, señor Ban Ki-Moon, diplomáticos, y representantes de los países como Ecuador, Bolivia, Perú, Cuba, Chile, Argentina, Brasil, India, China, Australia, India e Italia deducen el reconocimiento y revaloración de la quinua por los siguientes atributos:”²

- Alta calidad de sus proteínas por el buen balance de los aminoácidos esenciales, vitaminas y minerales. Aspectos importantes para la nutrición humana.
- Mayor rango de adaptación en ecologías desde los 4,000 msnm a nivel del mar.
- Resistencia a sequías y a suelos salinos, factores importantes para la adaptación al cambio climático, desertificación y a la salinización de los suelos.
- Variabilidad genética, en contenido de proteínas hasta el 21% y de sabores, importante para la gastronomía.

La quinua es reconocida por su gran contenido proteico y su gran aporte nutricional al cuerpo humano, en la cuadro 2 se puede apreciar lo anteriormente planteado.

Cuadro 2. Composición química y valor nutricional

Elemento	Unidad	Valor
Agua	%	12,00
Proteínas	%	10,70
Grasas	%	5,70
Carbohidratos	%	69,29
Ceniza	%	3,20
Celulosa	%	4,30

Fuente: AMERO .Gorbitz y R Luna, Ministerio de Agricultura, Boletín n°54

La quinua se caracteriza fundamentalmente por su alto contenido de saponina y su elevada proporción de germen en el grano, que constituye un 30 % aproximado del peso total, mientras que en el resto de los cereales, llega hasta el 1 % de su peso.³

El grano de quinua se puede clasificar en: grande, teniendo un tamaño de 2,2 a 2,6 mm, mediano de 1,8 a 2,1 mm y pequeño, siendo menor de 1,8 mm. El tamaño de almidón de quinua es de 0,6 – 2 μm en comparación con el grano de arroz que es de aproximadamente 5 μm ⁴, por lo que se puede contemplar como

² MURILLO, Alipio Canahua y SÁNCHEZ, Ángel Mujica. QUINUA: Pasado, presente y futuro. En: Agro Enfoque. ene. vol. 28, no. 186, 13-17 p.

³ VIRTUAL PRO S.A, Agroindustria de la quinua - Propiedades de la Quinua. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <a href='http://www.revistavirtualpro.com.ez.uamerica.edu.co/revista/agroindustria-de-la-quinua/7'

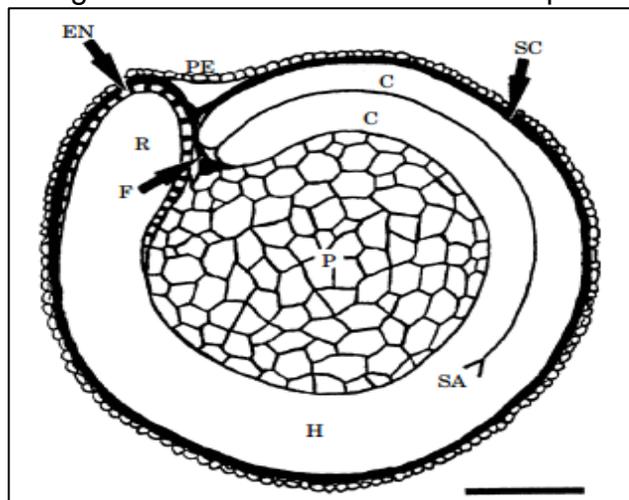
⁴ BERNAL B., C.R., CARDENAS, O., DAZA, P., ECHEVERRY, A. & ROZO, W. Octenilsuccinato aluminico de almidón de quinua - grado cosmético - y su certificación bajo la denominación de "ingrediente natural".

un grano pequeño, factor que influye directamente en el desarrollo de la maquinaria necesaria para la extracción del almidón de la semilla.

El grano de quinua se compone básicamente de tres partes reconocidas las cuales son:

- Perisperma: Es el principal tejido de almacenamiento y está constituido en su mayoría por granos de almidón, presenta comúnmente un color blanco claro y constituye el 60% de la superficie de la semilla. Sus células son de mayor tamaño que las del endosperma (funciona como capa protectora), de forma poligonal con paredes delgadas, rectas y con grandes cantidades de almidón.
- Endosperma: Es la segunda capa después de la perisperma, la cual es lisa y delgada, además de ser translúcida.
- Pericarpio: Es la tercera capa después de la endosperma, la cual es de coloración amarillenta, delgada y opaca, constituida por un solo estrato de células.

Imagen 1. Corte transversal semilla quinua



Fuente: PREGO, I. Seed structure and localization of reserves in *Chenopodium quinoa*. *Annals of Botany*. 1998. Sin autorización del autor. 481-488 p.

En la imagen 1, se puede apreciar el corte transversal de la semilla de Quinua, en donde PE, es el pericarpio, SC es el revestimiento de la semilla, H es el eje radical hipocotiledón, C son los cotiledones, EN es la endosperma, R es la radícula, SA es el apéndice y P es la perisperma.⁵

⁵ PREGO, I. Seed structure and localization of reserves in *Chenopodium quinoa*. *Annals of Botany*. 1998. 481-488 p.

1.2. ESTADO ACTUAL DE LA QUINUA

Muchos países que no son productores masivos de quinua tienen la visión de seguir con el enfoque tradicional de la quinua, en cuanto a los procesos tradicionales y la transcripción de todas las formas de explotación.

En Colombia la producción de quinua ha estado en manos de unas de las comunidades menos favorecidas como lo son los campesinos y los indígenas, que a pesar de ser un legado ancestral no reciben el apoyo adecuado; de acuerdo con esto, la Fundación Universidad de América propone adelantar investigaciones científico-tecnológicas, sociales, estudios a nivel de laboratorio, desarrollo a escala de banco y desarrollo a escala industrial en el tema de almidones de quinua con el fin de contribuir a las diversas comunidades vulnerables alejadas del centro del país.

El cultivo de quinua en Colombia fue abundante en el pasado, sin embargo, está casi abandonado en las sabanas colombianas, debido a diversos factores económicos y políticos que afectaron la agronomía del país disminuyendo el cultivo, del cual actualmente no se conocen cifras oficiales debido a que está rezagado para comunidades locales.

“En la actualidad se cultiva principalmente en los departamentos de Cundinamarca, Boyacá, Cauca y Nariño. A mediados de los ochenta, las proyecciones para la siembra de quinua en Colombia eran de cerca de 6.000 hectáreas, distribuidas así: 500 en zonas de cabildos indígenas, 1.200 en minifundios y más de 4.000 entre medianos agricultores de la zona de Nariño. Hoy en día, el cultivo no se conoce ampliamente en el país y se encuentra muy enlazado en comunidades locales.”⁶

El futuro de los actuales líderes en exportaciones de quinua (Perú), se está viendo amenazado debido a que diferentes países compradores están empezando a cultivar quinua de una manera experimental, lo cual alertó a la Cámara de Comercio de Lima (CCL), quienes lanzaron un llamado para generar productos con valor agregado a partir del grano, como una alternativa para no perder su liderazgo en el mercado mundial de quinua.

En el cuadro 3 se encuentran los centros más importantes de producción de quinua.

⁶ Análisis De Variables Estratégicas Para La Conformación De Una Cadena Productiva De Quinua En Colombia. Universidad Nacional de Colombia. Enero a Junio 2005.

Cuadro 3. Principales productores de quinua

Principales productores de quinua	Ciudades principales
Colombia	Cundinamarca, Boyacá, Cauca y Nariño (Ipiales, Puerres, Contadero, Córdoba, San Juan, Mocondino y Pasto).
Ecuador	Áreas de Carchi, Imbabura, Pichincha, Cotopaxi, Chimborazo, Loja, Latacunga, Ambato y Cuenca.
Chile	Altiplano Chileno (Isluga e Iquique) y Concepción. Hay reportes de que se cultiva quinua en la Novena y Décima región.
Perú	Zonas de Cajamarca, Callejón de Huayllas, Valle del Mantaro, Andahuayllas, Cusco y Puno (altiplano).
Bolivia	Altiplano de la Paz, Oruro y Potosí y en los valles interandinos de Cochabamba, Chuquisaca, Potosí y Tarija.

Fuente: LUCERO, Giovanni. Incidencia de la producción de quinua en el desarrollo económico Local. [Consultado el 8/2/2016]. Disponible en: <http://www.uasb.edu.ec/UserFiles/385/File/Giovanni%20Lucero.pdf>

1.3 DIAGNÓSTICO DE PROBLEMÁTICA EN EL PROCESO INDUSTRIAL DE LA QUINUA

Los eslabones que generan los problemas en el proceso industrial de la quinua son los siguientes:⁷

- **Comercialización:** El problema en el eslabón de comercialización es que hay un desconocimiento amplio de los estándares de calidad y hace falta una certificación de esta misma. Hace falta promoción de la quinua en Colombia para que sea más reconocida y se conozcan sus excelentes cualidades.
- **Semilla/insumos y producción primaria:** Los problemas aquí son la baja información que se tiene sobre el procesamiento de la semilla, la maquinaria para los procesos de trilla, secado y almacenamiento, baja calidad del grano (tiene residuos y un tamaño de grano muy reducido), desconfianza de los productores para asociarse con diferente empresas, falta de variedades priorizadas que se detectan según los requerimientos del mercado y falta de la caracterización de la semilla.

Las acciones a abordar para estas problemáticas podrían ser, la gestión de procesos de desarrollo y crecimiento organizacional con las comunidades de baja

⁷ JÄGER, Matthias. El cultivo de la Quinua en Colombia y sus perspectivas futuras. 27 de agosto. vol. 1.

producción, construcción de las fichas técnicas de variedades, elaboración y publicación de un manual que contenga las buenas prácticas que se pueden realizar con la quinua y establecimiento permanente de una plataforma técnica de información.

- Transformación: Entre este eslabón se encuentran los problemas en el proceso industrial de la quinua que hacen referencia a la falta de especificación de la materia prima, los contratos de suministros que no son respetados y se hacen de manera inconclusa, falta de innovación y desarrollo en temas de gastronomía, farmacéutica, cosmética, falta de articulación entre los entes transformadores de la cadena, asistencia técnica deficiente y falta de comunicación y armonización con el instituto nacional de vigilancia de medicamentos y alimentos (INVIMA) en temas relacionados con registro sanitario, rotulado y fecha de vencimiento.

Las acciones a abordar para reducir el impacto de estos problemas, pueden ser, llevar a cabo el diseño y prototipo de maquinaria especializada, vigilar que se esté desarrollando innovación, vigilancia tecnológica, estructurar especificaciones de calidad según la normativa existente y experiencias obtenidas en diferentes países del mundo, capacitar a toda la industria transformadora, diseñar diferentes tipos de canales de comunicación e intercambio con los demás eslabones que conforman la cadena de valor.

- Promoción del consumo: El principal problema es el desconocimiento que tienen los colombianos sobre la quinua, sobre la forma de preparación del grano y sobre su procedencia, además de la imprecisión que se tiene en la demanda de la quinua en el mercado nacional y la falta de legitimadores institucionales y políticas de estado.

Para resolver estos inconvenientes se plantea llevar a cabo un aumento sostenido y constante de la producción, además de dar promoción y dar a conocer todas las características y atributos de la quinua.

1.4 ALMIDÓN

El almidón es un polisacárido de origen natural el cual se obtiene de diferentes plantas. En la química, se puede definir como un “polímero de glucosa presente en forma granular en determinadas especies vegetales, sobre todo en semillas (por ejemplo: de cereales, legumbres, maíz, trigo, arroz, frijoles, guisantes) y tubérculos (por ejemplo, yuca y papa)”⁸

En los tubérculos, el almidón se encuentra libre en el interior de las células, por lo que se facilita su separación; en otros casos como en los cereales, como la

⁸ CODEXALIMENTARIOUS. El mundo del almidón. [Consultado el 8/2/2016]. Disponible en: <http://www.fao.org/fao-who-codexalimentarius/gsaonline/foods/details/en/>

quinua, el almidón se encuentra en el endosperma en una matriz proteica y por ello su extracción se dificulta.

Debe considerarse que al extraer almidón se consiguen otros componentes menores en variadas concentraciones como proteínas, lípidos, minerales y fibra. Estas impurezas pueden alterar el comportamiento del almidón. Por ello se hace necesario cuantificar el contenido de impurezas.⁹

Los almidones tienen gran aplicabilidad industrial como se puede apreciar en la cuadro 4. El grupo de investigación se centra en la tecnología para la producción optimizada de almidón grado cosmético, grado alimentario y grado perforación de quinua.

Cuadro 4. Usos de Almidón

Industria	Uso de almidón
Adhesivos	Producción de adhesivos
Agroquímica	Recubrimiento de semillas
Cosméticas	Talcos y productos para el rostro
Detergentes	Agentes tenso activos y activadores de blanqueado
Alimentos	Modificación de viscosidad
Medica	Extensores de plasma, preservación de órganos para trasplante, como absorbente para productos sanitarios
Petrolera	Modificación de viscosidad
Papelera	Recubrimiento
Farmacéutica	Diluyentes, aglutinantes
Plásticos	Filtros biodegradables
Purificadoras	Floculantes
Textil	Acabado e impresiones, resistencia al fuego.

Fuente: ELLIS, R.P., P. COCHRANE, M. Finlay, C. DUFFUS, A. Lynn, I.M. MORRISON, R. DEREK, J. STUART-SWANSTON y S.A. Tiller. Starch production and industrial use. J. Food Science and Agriculture. 1998. 289-311 p.

Actualmente se distinguen dos tipos de almidones, los almidones naturales y los modificados.

1.4.1 Almidones naturales. Los almidones naturales son aquellos cuyo origen radica en las especies vegetales, como lo son la yuca, la papa, el maíz, el trigo, la quinua, etc., y son utilizados sin cambiar ninguna de sus características después de la extracción. Las propiedades del almidón natural dependen de su origen, y de la relación amilopectina/amilosa, tanto cuando forma parte de un material complejo (harina) como cuando se utiliza purificado, lo cual es frecuente. El almidón de yuca

⁹ BELITZ, H.D.Grosch, Werner. Química De Los Alimentos. Zaragoza: Acribia, 1997. ISBN 8420006319

(tapioca) y de papa (Fécula), se hidratan fácilmente, dando dispersiones muy viscosas, sin producir geles resistentes.¹⁰

1.4.2 Almidones modificados. Son aquellos que se degradan intencionalmente por medio de ácidos, agentes oxidantes, o enzimas, con el fin de obtener mejoras y evitar el uso de otros componentes en la industria. Entre estos se puede nombrar los almidones esterificados y algunos que son reconocidos como aditivos.

1.5 EQUIPOS DE EXTRACCIÓN DE ALMIDÓN

Con el fin de indagar acerca de los equipos y procedimientos actuales de extracción de almidón de alimentos, se contemplan tres extracciones industriales comerciales, la extracción de almidón de yuca, de papa y de ñame.

1.5.1 Equipos de extracción de almidón de yuca. El proceso de extracción comienza con la descarga de materia prima en la tolva alimentadora, donde es macerada finamente mediante la superficie cortante de un cilindro mezclador, convirtiéndola en una masa de ralladura de yuca y liberando el almidón.

“En seguida, el almidón y el agua (lechada de almidón) se separan por medio de coladoras mecánicas. La lechada de almidón pasa a una zaranda auxiliar, para retener impurezas. El agua y el almidón son separados en los canales de sedimentación, en los cuales los gránulos de diverso tamaño se sedimentan en el fondo. El almidón fresco, que es retirado manualmente de los canales de sedimentación, es sometido a un procesos biológico de fermentación anaerobia por un periodo de dos a tres semanas, obteniéndose el almidón agrio que se extrae de los tanques en bloques compactos y se transporta a los patios para secarlos mediante la exposición a la luz solar.”¹¹

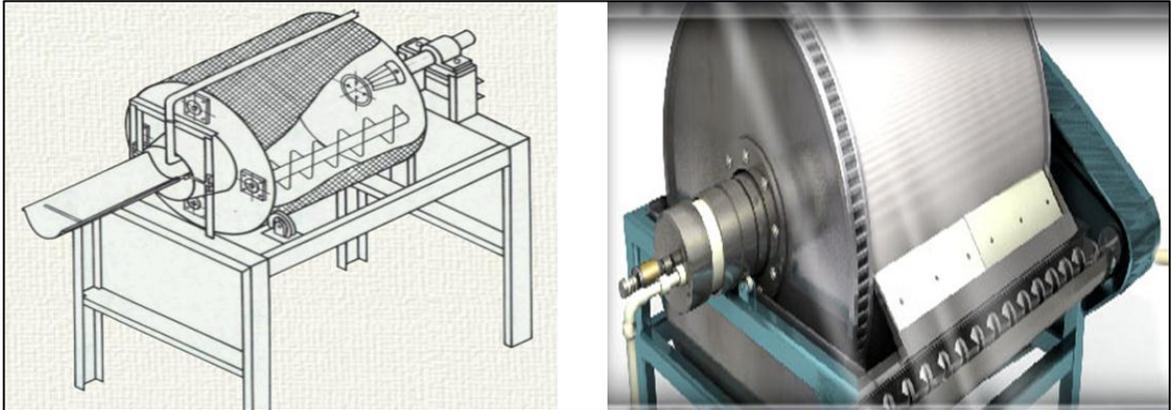
El almidón de yuca es utilizado como biocombustible, en la fabricación de salsas de aderezo, papel, cartón, yogurt, cárnicos, panificación, etc. En la industria de alimentos y bebidas como jarabe de glucosa usado en jugos, bebidas alcohólicas, confitería, refrescos y detergente biodegradable, entre otros usos.

Los equipos que se asemejan con los procesos de mezclado y filtrado en la extracción del almidón de yuca son las coladoras mecánicas, muy comunes en el mercado.

¹⁰ CALVO, Miguel. Bioquímica de los alimentos. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://milksci.unizar.es/bioquimica/temas/azucares/almidon.html>

¹¹ MONTOYA, Susana. Industrialización de la yuca. Universidad del Valle. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.ilustrados.com/documentos/inadustrializacion-yuca-270308.pdf>

Imagen 2. Coladora para extracción de almidón de yuca



Fuente: CIAT. Sección Utilización de Yuca. Maquinaria y Equipo Tecnológico para la Industria de Extracción de Almidón de Yuca. Principio de Funcionamiento, características y Mejoras Tecnológicas. Cali, Colombia. 2010. 8 p.

En la imagen 2 se puede apreciar la coladora mecánica, la cual separa los gránulos de almidón del resto de componentes de la pulpa que proviene del rallado. Este proceso se realiza con gran cantidad de agua, para transportar, mezclar, y clasificar el tamaño selecto del almidón (lechada) y los tamaños medio y grueso (afrecho). El afrecho queda suspendido en el interior del tambor rotatorio y la lechada pasa a través del tambor con rumbo al tamiz vibratorio. Dentro del cilindro se encuentra un tornillo sinfín que se encarga de mezclar la masa rallada de yuca con abundante agua, la lámina interior del cilindro está cubierta por una malla de tela o nylon, cuya trama normalmente es de 80 mesh, esta malla filtra un tamaño de granulo de 0,177 milímetros¹², hay que tener en cuenta el tamaño de almidón de la yuca, el cual es de $\pm 10,4 \mu\text{m}$ ¹³, la malla tamiza la mezcla de masa rallada y agua. Esta malla retiene la fibra o afrecho permitiendo el paso de la lechada de almidón y retiene la fibra o afrecho. Este equipo tiene una velocidad de rotación del cilindro rallador de 1200-3000 rpm, una velocidad lineal del cilindro rallador de 24-28 m/s, una potencia necesaria de 3-5 Hp y está fabricado en acero inoxidable SAE 304¹⁴.

1.5.2 Equipos de extracción de almidón de papa. El proceso industrial de extracción de almidón a partir de papa, inicia con un lavado de la materia prima, a continuación se desintegran en una maquina raspadora donde se obtienen varias fracciones. Las fibras son filtradas y se logra una pulpa de papa. “El almidón remanente contiene compuestos solubles (azúcares, proteínas, ácidos, sales) y fibras finas, que son aislados a través de hidrociclones. La lechada purificada de

¹² NETAFIM. Mesh Vs. Micron Comparison Chart. 2013.

¹³ MEDINA, Jorge Alberto y SALAS, Juan camilo. Caracterización morfológica del granulo de almidón nativo: Apariencia, forma, tamaño y su distribución.

¹⁴ CIAT. Sección Utilización de Yuca. Maquinaria y Equipo Tecnológico para la Industria de Extracción de Almidón de Yuca. Principio de Funcionamiento, características y Mejoras Tecnológicas. Cali, Colombia. 2010. 8 p.

almidón es usada para la producción de derivados del almidón de papa o simplemente es deshidratado y secado. Con respecto a la velocidad de centrifugación, esta se encuentra entre 2000 rpm y 4000 rpm, En el proceso de secado, el contenido de agua disminuye desde un 80 % a 30%, el cual se lleva a cabo por deshumidificación centrifuga. Posteriormente viene una deshidratación que baja nuevamente la humedad desde 30% a 10% - 12% y la desagregación de los grumos se realiza por medio de martillos en circuito cerrado con cribas. El proceso presenta dos etapas de decantación. Cada una de ellas con un tiempo de decantación de 6 horas: Además se adiciona una solución de NaOH 0,02%, con la finalidad de solubilizar las proteínas. Después de filtrar, el almidón es secado en un horno convencional a una temperatura de 45 ± 2 °C durante 24 horas.¹⁵

El tamaño de granulo de almidón de papa de es $\pm 10,6 \mu\text{m}^2$, y es utilizado en la industria alimenticia como medio de moldeo para caramelos de frutas y gomas de mascar, dando textura y estabilidad a los caramelos, como espesante para sopas sintéticas, como emulsificante en la preparación de mayonesas y salsas similares. También es utilizado en la industrial textil, para almidonar telas blancas y darles dureza. En la industria cosmética y farmacéutica es usado como ligante del ingrediente activo de tabletas, agente de dispersión de polvo y productos medicinales, así como polvo fino en la preparación de polvos faciales finos, polvos nutritivos y compactos. En la industria papelera es utilizado como fibra celulósica y rellenos, aglomerante de los componentes que constituyen el papel, creando una capa superficial que reduce la pelusa y aumenta la resistencia mecánica del papel a la aspereza y plegado.

El sistema que se asimila con los procesos de mezclado y filtrado en la extracción del almidón de papa es el de las baterías de hidrociclones.

Imagen 3. Hidrociclones

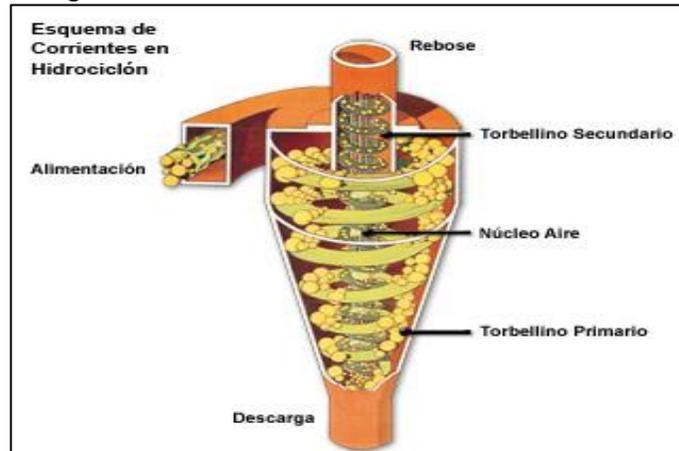


Fuente: ESPIASA. Batería de hidrociclones. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.espiasa.com.pe/bateria-o-nido-de-hidrociclones.html>

¹⁵ MELIAN, Daniela. Ensayo Comparativo de Dos Metodologías de Extracción de Almidón de Papa usando Muestras de Diez Variedades Nativas de Chiloé y dos Variedades Comerciales. Valdivia – Chile. 2010. 23-24 p.

En la imagen 3 se puede apreciar la batería de hidrociclones, “los cuales son equipos de separación de sólidos y líquidos que utilizan la diferencia de peso específico y el tamaño de las partículas; aumentando esta diferencia por medio del movimiento circular propio de la geometría del hidrociclón, para efectuar la separación.”¹⁶

Imagen 4. Funcionamiento de un hidrociclón



Fuente: ADVANCED MINERAL PROCESSING. Hidrociclones. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.amppmineral.com/equipos/hidrociclones.php>

Como se puede apreciar en la imagen 4, el almidón de papa entra por la boquilla de alimentación tangencialmente a determinada presión, lo que generando cierta rotación en el contorno del eje longitudinal del hidrociclón, formándose un “torbellino primario que desciende hacia el vértice inferior del hidrociclón.

“Las partículas más gruesas giran cercanas a la pared por efecto de la aceleración centrífuga, siendo sacadas a través de la boquilla en forma de pulpa espesa. Debido a las reducidas dimensiones de dicha boquilla, solamente se descarga una parte de la suspensión, creándose en el vértice inferior un “torbellino secundario” de trayectoria ascendente, que es donde se produce la separación al generarse en este punto las mayores aceleraciones tangenciales. Esta corriente arrastra hacia el rebose las partículas finas junto con la mayor parte del líquido, que se descarga a través de un tubo central situado en el cuerpo cilíndrico superior del hidrociclón.”¹⁷

1.5.3 Equipos de extracción de almidón de ñame. El almidón de ñame se obtiene por un proceso de molienda húmeda; el proceso inicia con un lavado y pelado de la materia prima con el fin de separar la cascara y/o contaminantes del ñame de la parte comestible.

¹⁶ TRANSAGRO INTERNACIONAL S.A.C. Bateria de Hidrociclones. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.almidones.org/transagro/index.php/es/eq/lab01/hclab-detail>

¹⁷ ADVANCED MINERAL PROCESSING. Funcionamiento hidrociclones. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.amppmineral.com/equipos/hidrociclones.php>

“Posteriormente se reduce el tamaño de partícula del ñame con agua en una proporción 1/10 en una licuadora industrial Hamilton Beach model. 990, luego se lleva a cabo la extracción del almidón soluble en agua del afrecho por medio de una zaranda vibratoria, se repitieron las dos operaciones anteriormente mencionadas cuatro veces hasta observar que el agua saliera traslucida, siendo este el indicador del fin de la etapa de macerado; el agua con el almidón se recoge en canecas plásticas y se almacena durante 24 horas. Después, se retira el agua con afrecho, dejando solo almidón húmedo y se coloca en bandejas metálicas para continuar con el secado, empleando un deshidratador de bandejas con convección forzada por aire caliente con una temperatura de 40°C durante 24 horas.”¹⁸

El tamaño de gránulo del ñame es de $\pm 11,2 \mu\text{m}$; es utilizado en la industria alimenticia para la fabricación de harinas. En la metalurgia ayuda a recuperar vanadio. En la industria de adhesivos es usado como espesante de pegamentos, mientras que en sistemas de tratamientos de aguas usadas se emplea como materia prima para metales, como: el cobre o níquel.¹⁹

El sistema que se utiliza con los procesos de filtrado (proceso base del presente proyecto) en la extracción del almidón de papa son las zarandas vibratorias circulares.

Las zarandas vibratorias son equipos diseñados para separar productos sólidos de líquidos. Por medio de un motovibrador central de brida, el cual produce una vibración circular, permitiendo el paso de la materia prima en forma de espiral, desde el centro hacia afuera, aprovechando al máximo la superficie tamizadora y consiguiendo que la totalidad del producto emerja por las boquillas, colocadas tangencialmente.

¹⁸ACUÑA, Harold. Extracción, caracterización y aplicación de almidón de ñame variedad blanco (*dioscorea trifida*) originario de la región amazónica colombiana para la elaboración de productos horneados. Universidad Nacional de Colombia. 2012. 18-20 p.

Imagen 5. Zaranda vibratoria circular



Fuente: VIBROTECH. Zarandas vibratorias. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.vibrotech.com.ar/productos/electromecanicos/zarandas>

Las zarandas vibratorias son generalmente construidas en acero inoxidable o hierro, los tamices son una malla de alambre tejido, su suspensión es de resortes o tacos de poliuretano y su sistema de accionamiento es por medio de un motovibrador de brida²⁰.

Una vez analizados los diferentes modelos de máquinas mezcladoras y filtradoras involucradas en la extracción de almidón de yuca, papa y ñame, se llega a la conclusión de que ninguna de las maquinas mencionadas son adecuadas para la extracción de la semilla de quinua, por las siguientes razones:

- El tamaño de almidón de quinua es uno de los más pequeños, comprende valores entre 0,6 – 2 μm , mientras que los otros alimentos de los cuales se extrae almidón oscilan entre 10 a 30 micrómetros, por ello, entre más grande, más fácil se hace su extracción de almidón.
- El crudo de almidón de quinua es muy sensible al ataque bacterial, por lo tanto su extracción debe ser lo más rápido posible, a diferencia de los procesos de extracción de almidón de diferentes alimentos utilizados en la industrias, que oscilan entre 2 y 3 días.
- “En tubérculos, los gránulos de almidón se encuentran libres en el interior de las células, de tal modo que su aislamiento es un proceso sencillo; en otros casos como ocurre en los cereales, el almidón se encuentra en el endospermo contenido

²⁰ Fuente: VIBROTECH. Zarandas vibratorias. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.vibrotech.com.ar/productos/electromecanicos/zarandas>

en una matriz proteica y por ello su extracción es algo más difícil, como el caso de la semilla de quinua²¹.

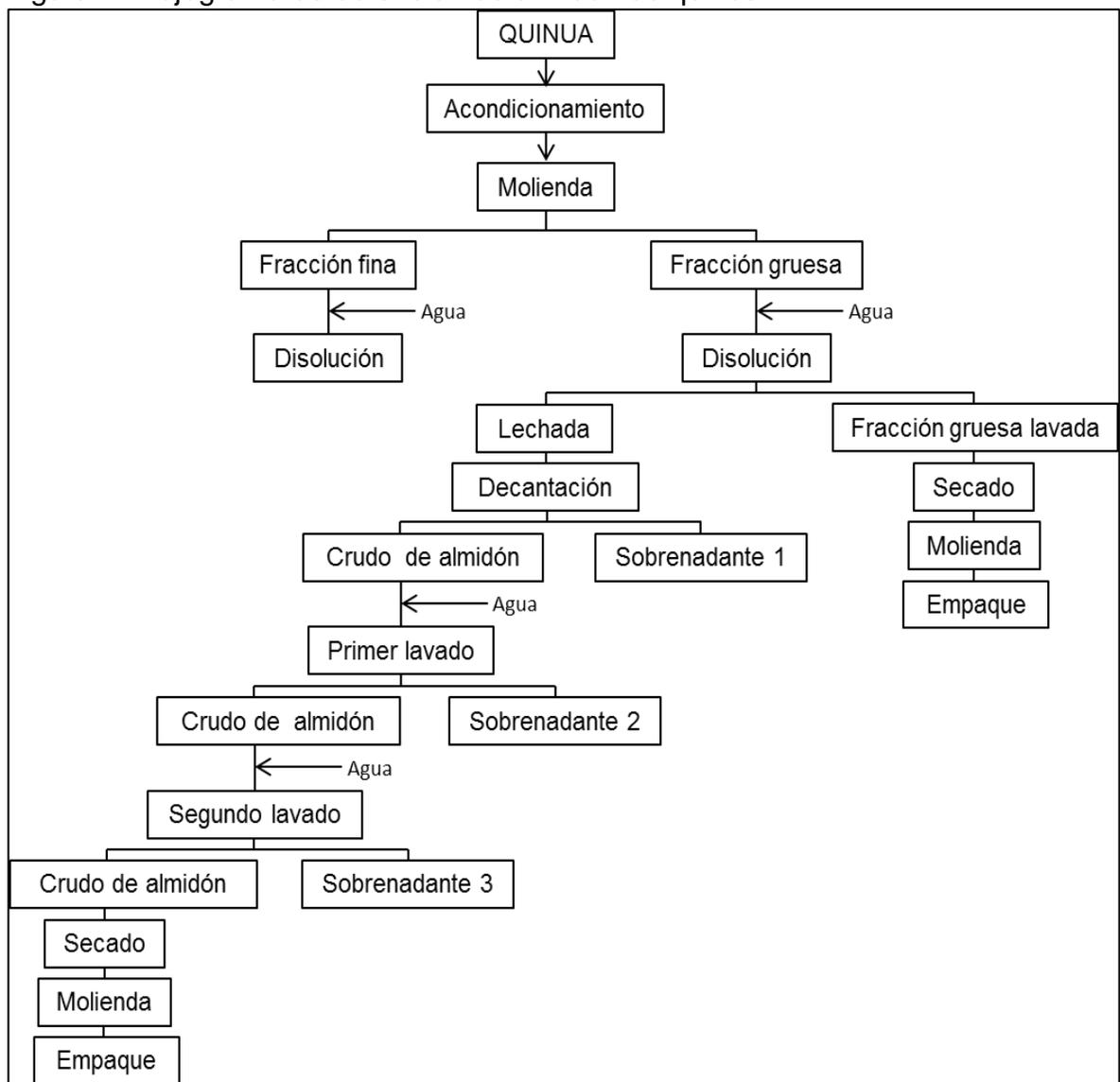
- La temperatura del almidón de quinua no puede superar los 50°C, ya que después de esta temperatura se ve afectada la estructura molecular del almidón.

²¹ LUCERO, Giovanni. Incidencia de la producción de quinua en el desarrollo económico Local. [Consultado el 8/2/2016]. Disponible en: <http://www.uasb.edu.ec/UserFiles/385/File/Giovanni%20Lucero.pdf>

2. EXTRACCIÓN DE ALMIDÓN A PARTIR DE LA SEMILLA DE QUINUA

En el presente capítulo se presenta la metodología utilizada en el grupo de investigación para la extracción de almidón a partir de la semilla de quinua a escala laboratorio. A partir de esta metodología se determinarán los parámetros y variables de diseño necesarias para el desarrollo tecnológico de un sistema de mezclado y filtrado. A continuación se define y se explica cómo se realiza el procedimiento de obtención de almidón a partir de la semilla de *Chenopodium Quinoa (Wild)* a escala de laboratorio (forma manual), realizado en la Universidad de América, conceptualizado en la figura 1.

Figura 1. Flujograma de obtención de almidón de quinua



Fuente: BERNAL, Claudio. Proceso De Obtención De Almidón A partir De Granos Semilla Quinoa. Fundación Universidad de América: 2015.

• ACONDICIONAMIENTO DE LA SEMILLA DE QUINUA

El proceso de secado o acondicionamiento de la semilla de quinua se realizó para poder retirar parte de la humedad con la cual viene la semilla desde el momento de su recolección en las cosechas provenientes del cultivo.

El proceso radicó en tomar muestras de 1 Kilogramo de semilla de quinua destinadas para el proceso y repartirlo en 3 bandejas diferentes (cada bandeja tendrá 333,33 gramos de semilla de quinua) y llevarlas a un horno eléctrico Nabetherm GmbH el cual maneja un rango de temperaturas de 50-300°C, un amperaje de 11,6 – 13,8 Amperios, un voltaje de 200-240 Vac, una frecuencia de 50/60 Hertz y una potencia de 2,3-3,3 KW²², en el cual se calentaron a 50°C durante 15 minutos (tiempo sugerido por el grupo de investigación), se trasladaron las muestras de las bandejas una por una a unas bolsas plásticas, en las cuales se tomó la muestra y se pasó a un beaker para tomar la medida del peso, restando el peso propio del beaker, este proceso se repetirá las veces necesarias hasta que el peso tomado de cada muestra en las bandejas sea igual o similar entre ellas. Luego de que el peso sea aproximadamente igual, se tomó el peso total de la muestra y el porcentaje de humedad.

En la imagen 6, se puede apreciar el Horno utilizado para el acondicionamiento de la semilla, en laboratorio.

Imagen 6. Acondicionamiento de Quinua



Al terminar con el acondicionamiento de la semilla, la humedad varía entre $\pm 4,28 - 5,2\%$, esto depende de la procedencia de la semilla.

²² NABERTHERM. Tecnología para Procesos. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: <http://www.nabertherm.com/produkte/thermprozessechnik/es>

• MOLIENDA

Posterior al secado cuyo porcentaje oscila entre el 4% y 5% de humedad, se procedió a realizar una molienda, por medio de un molino de cuchilla marca Fritsch pulverisette 19, con número de serial 19.1550.00 Funnel P19 for long and Bulk solids, con voltaje corriente alterna de 110-220 Vac a 16,5 amperios (A), con una frecuencia de 50/60 Hertz y una potencia de 1850 Watts (W), con un volumen total de 3 litros hecho en Alemania²³, en el cual se eligió un cassette tamiz para el tamaño del material a moler, se depositó en el molino y se empezó a dosificar quinua en un embudo y por medio de un tubo plástico se controló la cantidad que entra al sistema con el fin de no taponarlo.

Los granos provenientes de la molienda se clasificaron en fracción gruesa cuya granulometría es mayor a 250 micrómetros²⁴, los granos menores a este tamaño se denominan como fracción fina, la cual se llevó a un tamizado y posteriormente a disolución.

En la imagen 7 se puede apreciar el molino de chuchillas utilizado para la disminución de granulometría de la semilla de quinua.

Imagen 7. Molino Fritsch pulverisette 19



• DISOLUCIÓN

La fracción gruesa es llevada a un mezclado, en donde se introducen 3 Litros de agua por cada kilogramo de Quinua²⁵, el mezclado debe realizarse de forma ondulante para que no se acumulen las fracciones gruesas en la parte inferior del

²³ FRITSCH. Cutting Mills: Fast, Safe & Simple. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: http://www.fritsch.es/uploads/tx_downloads/e_Cutting_Mills.pdf

²⁴ BERNAL, Claudio. Proceso de Obtención de almidón a partir de granos semilla Quinua. Fundación Universidad de América: 2015.

²⁵ DOYLA, Katty. Revista de la Sociedad Química del Perú - Extracción y caracterización del almidón de tres variedades de quinua (*Chenopodium quinoa* Willd) negra collana, pasankalla roja y blanca Junín. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: http://www.scielo.org.pe/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1810-634X2015000100006

mezclador. En la Imagen 8, se puede apreciar la mezcla de agua y semilla de quinua.

Imagen 8. Mezclado de agua y quinua



Posteriormente se lleva a un prensado en donde por medio de un filtro se exprime de forma manual el crudo de almidón, ya que por medio de un filtro prensa o prensado mecánico, se forma una goma o grumos obstaculizando el flujo.

Imagen 9. Prensado manual de la mezcla



En la imagen 9 se puede apreciar el filtro y el crudo de almidón. Se obtienen dos subproductos, el crudo de almidón de color blanco de la cual se extraerá el almidón y la fracción gruesa lavada, estos dos subproductos se pueden apreciar en las imágenes 10 y 11.

Imagen 10. Crudo de almidón Quinua



Imagen 11. Fracción gruesa lavada



- SECADO DE FRACCIÓN GRUESA LAVADA

La fracción gruesa lavada procedente de la disolución, es llevada a un secado a 100 °C en un horno eléctrico Nabetherm GmbH, cuyas características se describieron anteriormente en el presente documento. El secado se detiene hasta cuando la fracción gruesa tome un color oscuro marrón. El tiempo de secado de la muestra, tarda 1 hora 35 minutos.

- MOLIENDA FRACCIÓN GRUESA LAVADA

Posterior al secado, se realizó una molienda con un molino de cuchillas para granos más pequeños y más frágiles de menor capacidad. En relación a la muestra tomada, se evidenció un peso de entrada de 622,8 g \pm 0,1 y un peso de salida de 582,3 g \pm 0,1. Posterior a esta molienda se llevó a un empacado al vacío. Este subproducto es altamente aprovechado en la industria alimenticia por su alto contenido proteínico.

- DECANTACIÓN

La lechada proveniente del proceso de filtrado, se llevó de forma equitativa a dos probetas de 2000 ml, en las cuales se llenó cada una con el agua necesaria hasta 1900 ml y completar con 100 ml de hidróxido de sodio (NaOH) al 15% (es decir, 15 gramos de NaOH en 1 litro de agua)²⁶, con el objetivo de solubilizar las proteínas y quitar grasas del almidón; a continuación se agitó y se dejó en decantación (la adición de hidróxido de sodio solo se hace para el primer proceso de decantación). Para los decantados posteriores, se extrajo el líquido sobrenadante por medio de una manguera, y se repuso cada probeta con hasta 2000 ml de agua. Es importante resaltar que el agua con el que se repuso cada probeta debe contener el mínimo de impurezas y se debe conservar a temperatura ambiente, ya que

²⁶ DOYLA, Katty. Revista de la Sociedad Química del Perú - Extracción y caracterización del almidón de tres variedades de quinua (*Chenopodium quinoa* Willd) negra collana, pasankalla roja y blanca Junín. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: http://www.scielo.org.pe/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1810-634X2015000100006

cualquier alteración de temperatura o presión radical puede modificar la estructura molecular del almidón.

Con relación a la cantidad de almidón y sobrenadante de cada decantado se puede concluir, que después de los realizados los tres decantados se obtiene ± 0.416 litros de almidón nativo, el cual está listo para la siguiente etapa, la cual se denomina secado. El sobrenadante obtenido no es una sustancia tóxica por lo que no es necesario un tratamiento especial para la disposición de residuos (la forma de disponer estos residuos es tema de profundización del grupo de investigación).

En la imagen 12 se puede apreciar el almidón nativo, en la parte inferior de la probeta y el sobrenadante en la parte superior. Se puede apreciar como varía el color del sobrenadante después de cada lavado, éste se va aclarando paulatinamente. Se obtiene un almidón cuyo contenido de proteína y de grasas es cada vez menor, a este almidón se le denomina almidón nativo.²⁷

Imagen 12. Primer, segundo y tercer decantado



El primer decantado dura en promedio ± 22 horas, el segundo decantado se estableció un tiempo de 70 horas, ya que después de transcurrido este tiempo el ataque bacteriano es evidente, a diferencia de los procesos de extracción de almidón de diferentes alimentos utilizados en la industria, que oscilan entre 48 y 72 horas.²⁸

²⁷ BERNAL, Claudio. Proceso De Obtención De Almidón A partir De Granos Semilla Quinua. Fundación Universidad de América: 2015.

²⁸ COBANA, M. Revista de la Sociedad Química del Perú - Proceso de extracción de almidón de yuca por vía seca. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: http://www.scielo.org.bo/scielo.php?pid=S0250-54602007000100014&script=sci_arttext

- SECADO

Cuando culminó el tercer decantado, el sobrenadante y el almidón es retirado de las probetas; el almidón se dispersó en bandejas para posteriormente ser llevado al horno de secado a una temperatura de 50 °C con un mínimo de 20 horas. El tiempo promedio de duración del secado, fue de 24,17 horas.

En la imagen 13 se puede apreciar el almidón de semilla de quinua depositado en las bandejas, listo para su secado.

Imagen 13. Almidón líquido



En la imagen 14, se puede apreciar el almidón de quinua finalmente secado en forma de escamas. Concluido el proceso de secado, se llevó a una molienda sencilla y posteriormente a un empackado al vacío, dando por terminado el proceso de extracción de la quinua.

Imagen 14. Almidón de quinua secado



Se puede estimar que el rendimiento del proceso varía entre un 45% a 50% para la extracción del almidón²⁹; esto depende de la procedencia de la semilla, es decir, de las condiciones de temperatura y de suelo, con las que fue cosechada.

²⁹ DOYLA, Katty. Revista de la Sociedad Química del Perú - Extracción y caracterización del almidón de tres variedades de quinua (*Chenopodium quinoa* Willd) negra collana, pasankalla roja y

2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO A PARTIR DE LA METODOLOGÍA DE EXTRACCIÓN

Basándose en la metodología anteriormente planteada y centrándose en el proceso de mezclado y filtrado, se plantearán parámetros básicos y requerimientos funcionales, los cuales son definidos de acuerdo a diferentes requerimientos técnicos, propiedades de la semilla de quinua y necesidades del grupo de investigación. Por esta razón, estos parámetros son establecidos desde el inicio del proyecto y previo consentimiento del director del grupo de investigación.

- Capacidad requerida: El sistema debe ser capaz de filtrar 5 kilogramos por hora de mezcla de agua con semilla de quinua; es necesario tener en cuenta la metodología desarrollada por el grupo de investigación, en la cual mencionan que por cada kilogramo de quinua se deben adicionar 3 litros de agua en la etapa de mezclado, es decir, que el sistema debe procesar 15 litros de agua y 5 kilogramos de quinua.
- Tiempo de proceso: Se debe llevar acabo con el menor tiempo posible ya que la semilla de almidón es sensible al ataque bacterial.
- Temperatura: El proceso de mezclado y filtrado no puede superar una temperatura de 50 °C.
- Granulometría del almidón y de la semilla de quinua: Es necesario contemplar el tamaño de grano de almidón, el cual varia de 0,6 – 2 μ m y el grano de quinua que se puede clasificar en: grande, teniendo un tamaño de 2,2 a 2,6 mm, mediano de 1,8 a 2,1 mm y pequeño, siendo menor de 1,8 mm³⁰.
- Temperatura–Humedad del ambiente: El proceso debe desarrollarse en un clima templado, actualmente se desarrolla en Bogotá D.C, a una temperatura de $\pm 14^{\circ}\text{C}$ y una humedad relativa de $\pm 60\%$.

Como resultado del proceso se obtiene una fracción gruesa húmeda y crudo de almidón el cual es llevado a la siguiente etapa de decantación.

2.2 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Los requerimientos básicos deseados por el grupo de investigación para el funcionamiento del sistema son:

blanca Junín. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en:
http://www.scielo.org.pe/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1810-634X2015000100006

³⁰ BERNAL B., C.R., CARDENAS, O., DAZA, P., ECHEVERRY, A. & ROZO, W. Octenilsuccinato aluminico de almidón de quinua - grado cosmético - y su certificación bajo la denominación de "ingrediente natural".

- La máquina debe ser capaz de mezclar y filtrar 5 kilogramos por hora de mezcla de agua y semilla de quinua.
- Debe ser de fácil mantenimiento.
- Deber ser de fácil operación.
- Deber garantizar seguridad durante la operación.
- Debe tener un bajo costo de fabricación.
- Debe tener un tamaño acorde a su uso en un laboratorio.
- Tiempo de proceso.

2.3 DISPONIBILIDAD DE RECURSOS

Estos parámetros hacen referencia al espacio disponible dentro de la universidad para la ubicación del sistema de mezclado y filtrado, con el propósito de lograr una distribución de planta eficiente y coherente con los procesos.

- Ubicación: El sistema de mezclado y filtrado será ubicado en las instalaciones de la Fundación Universidad de América, campus los cerros, en el área de laboratorios.
- Área disponible: El espacio máximo que puede utilizar el sistema de mezclado y filtrado es de 7 m². Se debe realizar un diseño que permita una fácil movilidad del diferente personal que operará la máquina.
- Tipo de energía: La distribución de la energía debe ser de tipo eléctrico, será utilizada para el funcionamiento del sistema. Dicha energía debe cumplir con las siguientes características: corriente alterna, monofásica a 110 V y con una frecuencia de 60 Hz.

3. DISEÑO FUNCIONAL Y PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE LOS SISTEMAS

Para dar solución a los requerimientos funcionales y parámetros de diseño se plantearon 3 alternativas, de las cuales cada una garantiza el completo desarrollo los parámetros y requerimientos anteriormente planteados. Este capítulo es de suma importancia, ya que define cual alternativa se va a utilizar y a partir de ella se desarrollará el proyecto.

3.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Las 3 alternativas mencionadas a continuación, se eligieron, teniendo en cuenta que realizan un proceso similar de mezclado y filtrado, además de ser unas de las más utilizadas comercialmente.

3.1.1 Alternativa 1. Sistema de decantador centrífugo por medio de un tambor cilíndrico/cónico rotatorio y un tornillo transportador.

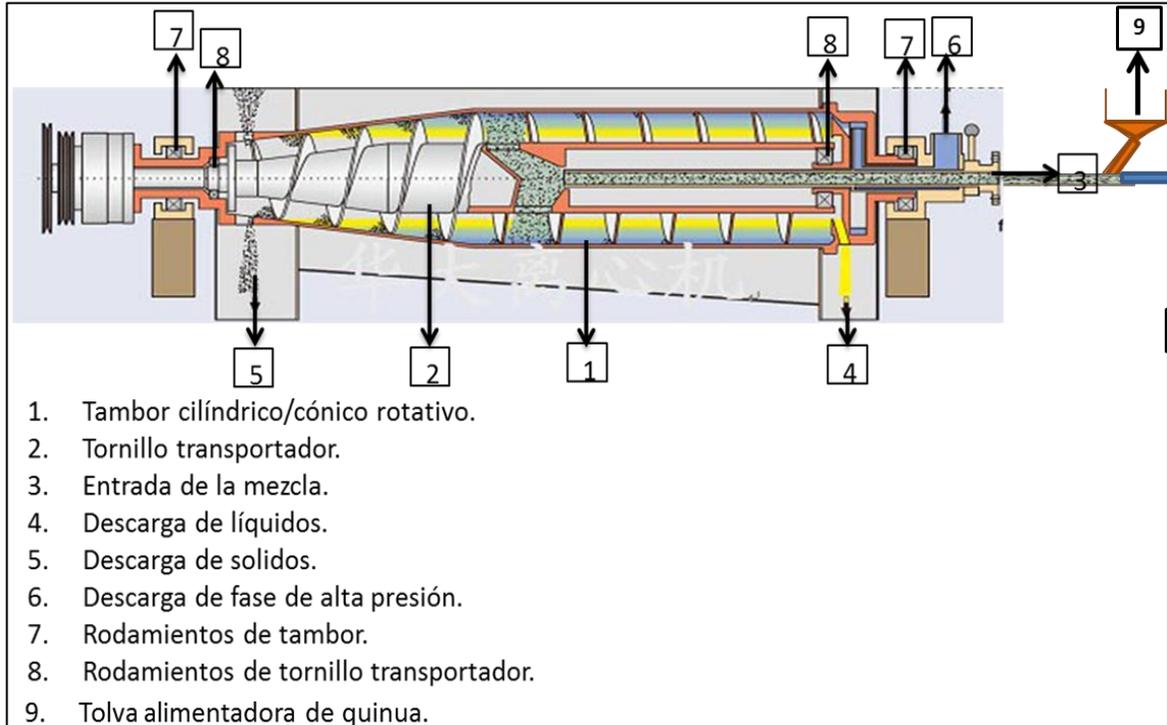
Como se puede apreciar en la figura 2, los componentes se introducen en el tornillo sinfín por medio de una tolva, impulsados por la acción de la fuerza de la gravedad. Dentro del tornillo se encuentran unas paletas, que por acción de choque con la quinua y el agua se van mezclando progresivamente.

En este caso tanto el tambor cilíndrico/cónico rotatorio como el tornillo transportador tienen un sistema de control de velocidad, ya que tienen que girar a diferentes revoluciones.

Una vez los componentes estén mezclados dentro del tornillo sinfín transportador, esta saldrá por unos agujeros hacia el tambor y se procede a hacer la separación del crudo de almidón de la semilla de quinua previamente molida, en este caso, la mezcla se acelera suave y progresivamente por el movimiento rotatorio del tambor cilíndrico/cónico. Por acciones de la fuerza centrífuga que genera el movimiento del tambor, las partículas más densas (en este caso la semilla de quinua molida) se posicionan en las paredes del tambor y las partículas de almidón mezcladas con el agua permanecerán suspendidas. Mientras todo esto sucede, el tornillo transportador o tornillo sinfín no ha parado de girar y debido a una distancia mínima entre el radio interno y la altura de la rosca, se empiezan a transportar los sedimentos acumulados hacia el final de la parte cónica del tambor.

El crudo de almidón que fue separado de la mezcla, sale por la parte inferior del tambor y la parte sólida, en este caso, la fracción gruesa de semilla de quinua, sale por la parte superior por la acción del transporte del tornillo sinfín.

Figura 2. Alternativa 1

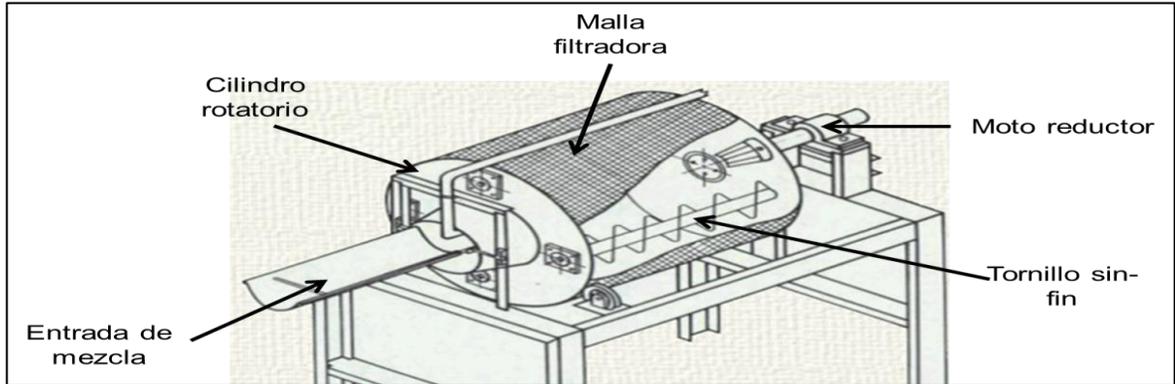


Fuente: ORBEOLIVE. Productor de aceite de oliva virgen extra. [Consultado el 2/17/2016]. Disponible en:

3.1.2 Alternativa 2. Coladora mecánica. El esquema de la alternativa 2, se muestra en la Figura 3.

Esta alternativa es de filtrado no continuo y consiste en un canal de entrada, en donde se ingresan los componentes a un cilindro rotatorio, posteriormente se activa un tornillo sinfín, el cual es el encargado de realizar una mezcla constante. El cilindro rotatorio es impulsado por un moto-reductor el cual se encarga de darle movimiento continuo al sistema, cuenta con una malla filtradora hecha en tela, naylon o acero inoxidable, la cual filtra la mezcla, separando los sólidos suspendidos del líquido. El líquido cae por gravedad por la parte inferior del cilindro hacia tanques de almacenamiento. Una vez terminado el proceso, son retirados los sólidos del cilindro rotatorio y se lavan los filtros para evitar bloqueos en los poros.

Figura 3. Alternativa 2

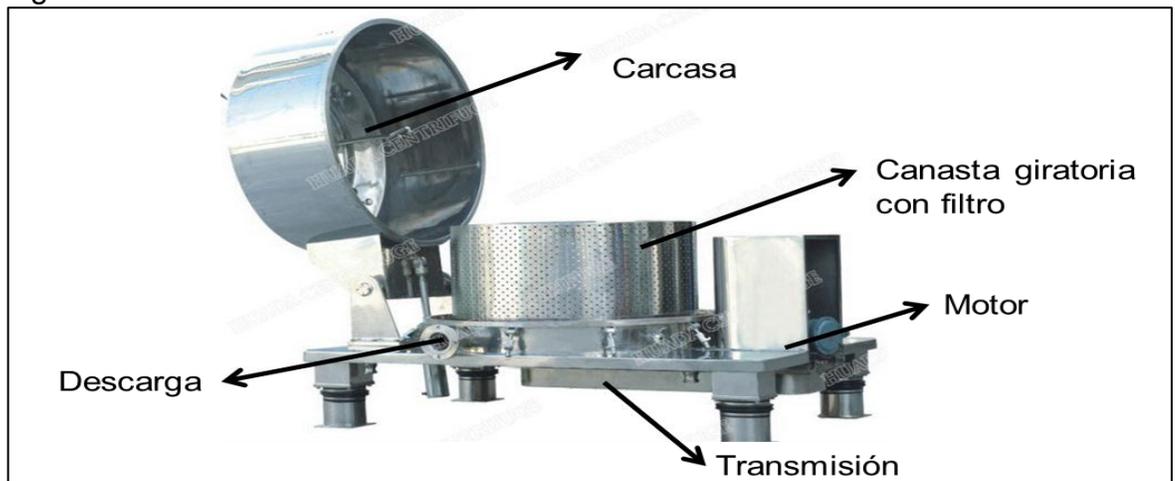


Fuente: CIAT. Sección Utilización de Yuca. Maquinaria y Equipo Tecnológico para la Industria de Extracción de Almidón de Yuca. Principio de Funcionamiento, características y Mejoras Tecnológicas. Cali, Colombia. 2010. 8 p.

3.1.3 Alternativa 3. Centrifuga Vertical. El esquema de la alternativa 3 se muestra en la figura 4.

Los componentes a mezclar y filtrar son depositados en la canasta giratoria con filtro. Un motor transmite la potencia mediante una transmisión de engranes cónicos la cual hace girar a altas revoluciones la canasta giratoria, además de contener un filtro fabricado en tela, nylon o acero inoxidable. Primero se gira a bajas revoluciones para realizar la etapa de mezclado, posteriormente se incrementan las revoluciones para realizar el filtrado en donde la fuerza centrífuga hace que los sólidos hagan contacto con el filtro y el líquido pase a través del filtro y sea expulsado por medio del tubo de descarga; al detenerse el sistema se extraen de la canasta giratoria y los sólidos y el líquido expulsado es llevado a tanques de almacenamiento.

Figura 4. Alternativa 3



Fuente: HD CENTRIFUGE. Centrifugas verticales con descarga inferior. [Consultado el 17/2/2016]. Disponible en: <http://www.hdcentrifuge.es/>

3.2 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA A DESARROLLAR

Cuando se tenga un problema de decisión multicriterio, existe una manera muy sencilla y rápida de solucionarlo por medio del método de ponderación lineal para seleccionar la mejor alternativa.

Las etapas del método de ponderación lineal son las siguientes:

1. Identificar el objetivo general del problema.
2. Identificar las alternativas a diseñar.
3. Hacer una lista con los criterios a tener en cuenta para la decisión.
4. A cada criterio se le asigna una ponderación en cuanto a su importancia.
5. Por medio de una escala, se le asigna una ponderación haciendo referencia a cuanto satisface cada alternativa a cada criterio.
6. Calcular el puntaje final para cada una de las alternativas. La alternativa con el puntaje más alto, quiere decir que es la alternativa más recomendable a escoger.

Los criterios a tener en cuenta para la selección de la mejor alternativa de diseño son los que se encuentran en la sección 2.2 y que serán mencionados de nuevo a continuación.

- Fácil mantenimiento: Cantidad y complejidad de las tareas a realizar sobre la máquina.
- Fácil operación: Complejidad en la forma en cómo se maneja y se le da instrucciones a la máquina.
- Seguridad durante la operación: Seguridad que brinda la maquina hacia los alrededores y su operario.
- Bajo costo de fabricación: Costo de los materiales, herramientas, procesos de ensamble etc.
- Tamaño acorde a su uso en un laboratorio de la Fundación Universidad de América: Su tamaño debe ser adecuado para que la maquina pueda ser utilizada en un laboratorio designado en la Fundación Universidad de América.
- Tiempo de proceso: El tiempo se debe realizar en el menor tiempo posible debido a la sensibilidad al ataque bacterial del almidón.

A continuación se brindan las variables necesarias para calcular el puntaje de cada alternativa mediante el método de ponderación lineal.

$$S_j = \sum_i W_i R_{ij}$$

Donde:

- S_j = Puntaje para la alternativa j.
- W_i = Ponderación de cada criterio.
- R_{ij} = Ponderación haciendo referencia a cuanto satisface cada alternativa a cada criterio.

A continuación en el cuadro 5, se procede a colocarle una ponderación a cada criterio según su nivel de importancia medido en una escala de 1 a 5 donde:

- 1= Nada importante.
- 2= Poco importante.
- 3= Medianamente importante.
- 4= Importante.
- 5= Muy importante.

Cuadro 5. Ponderación del nivel de importancia de cada criterio

CRITERIOS	PONDERACIÓN (W_i)
Fácil mantenimiento	3
Fácil operación	4
Seguridad durante la operación	4
Bajo costo de fabricación	4
Tamaño acorde a su uso en un laboratorio	3
Tiempo de proceso	4

Posteriormente se procede a realizar la ponderación de la satisfacción de cada alternativa en cuanto a los criterios a evaluar por medio de una escala de 1 a 9 donde:

- 1= Extra Bajo.
- 2= Muy bajo.
- 3=Bajo.
- 4= Poco bajo.
- 5= Medio.
- 6= Poco alto.
- 7= Alto.
- 8= Muy alto.
- 9= Extra alto.

3.2.1 Significado de la escala para cada criterio. Se brinda una percepción numérica y conceptual de los criterios.

- Fácil mantenimiento. En dónde 1 es la gran cantidad y complejidad de las tareas a realizar sobre la máquina y 9 es muy poca cantidad y complejidad de las tareas a realizar sobre la máquina.
- Fácil operación. En dónde 1 es alta complejidad en la forma en cómo se maneja y se le dan instrucciones a la máquina y 9 es muy poca complejidad en la forma en cómo se maneja.
- Seguridad durante la operación. En dónde 1 es muy poca seguridad que brinda la maquina hacia los alrededores y su operario y 9 es muy alta seguridad que brinda la maquina hacia los alrededores y su operario.
- Bajo costo de fabricación. En dónde 1 es muy alto costo de los materiales, herramientas, procesos de ensamble etc. y 9 es muy bajo costo de los materiales, herramientas, procesos de ensamble etc.
- Tamaño acorde a su uso en un laboratorio. En dónde 1 es: el tamaño de la maquina es muy poco adecuado para su uso en el laboratorio designado en la Fundación Universidad de América y 9 es: el tamaño de la maquina es muy adecuado para su uso en el laboratorio designado en la Fundación Universidad de América.
- Tiempo de proceso. En dónde 1 define que el tiempo de proceso es muy alto y 9 define que el tiempo de proceso es muy bajo.

Cuadro 6. Ponderación de satisfacción de cada alternativa

Criterios	Alternativa 1 R_{i1}	Alternativa 2 R_{i2}	Alternativa 3 R_{i3}
Fácil mantenimiento	5	7	5
Fácil operación	8	6	7
Seguridad durante la operación	9	8	7
Bajo costo de fabricación	4	8	7
Tamaño acorde a su uso en un laboratorio	7	7	5
Tiempo de proceso	8	5	6

Por último se realiza el cálculo del puntaje para cada una de las alternativas utilizando la ecuación planteada anteriormente. En el cuadro 6 se muestran los resultados.

Cuadro 7. Puntaje para cada una de las alternativas

Criterios	Ponderación $(W_i) *$ alternativa 1 R_{i1}	Ponderación $(W_i) *$ alternativa 2 R_{i2}	Ponderación $(W_i) *$ alternativa 3 R_{i3}
Fácil mantenimiento	15	21	15
Fácil operación	32	24	28
Seguridad durante la operación	36	32	28
Bajo costo de fabricación	16	32	28
Tamaño acorde a su uso en un laboratorio	21	21	15
Tiempo de proceso	32	20	24
Total $\sum_i W_i R_{ij}$	152	150	138

Como se observa en el cuadro 7, la alternativa que más cumple con todos los criterios y parámetros planteados en el capítulo 2, es el sistema de decantador centrífugo por medio de un tambor cilíndrico/cónico rotatorio y un tornillo transportador. El desarrollo y el diseño detallado que se realizará posteriormente, se hará basándose en este sistema.

4. DISEÑO DETALLADO

A partir de este capítulo, el diseño detallado se hace sobre la alternativa anteriormente seleccionada (sistema de decantador centrífugo por medio de un tambor cilíndrico/cónico rotatorio y un tornillo transportador y extrusor), dónde se garantiza el completo mezclado y filtrado del crudo de almidón. (Algunos cuadros y gráficas se utilizaron con el sistema de unidades inglesas debido a su complejidad de búsqueda en sistema internacional)

En las imágenes 15 y 16, se encuentran enumerados los componentes principales del sistema de mezclado y filtrado de crudo de almidón de quinua.

Imagen 15. Componentes generales

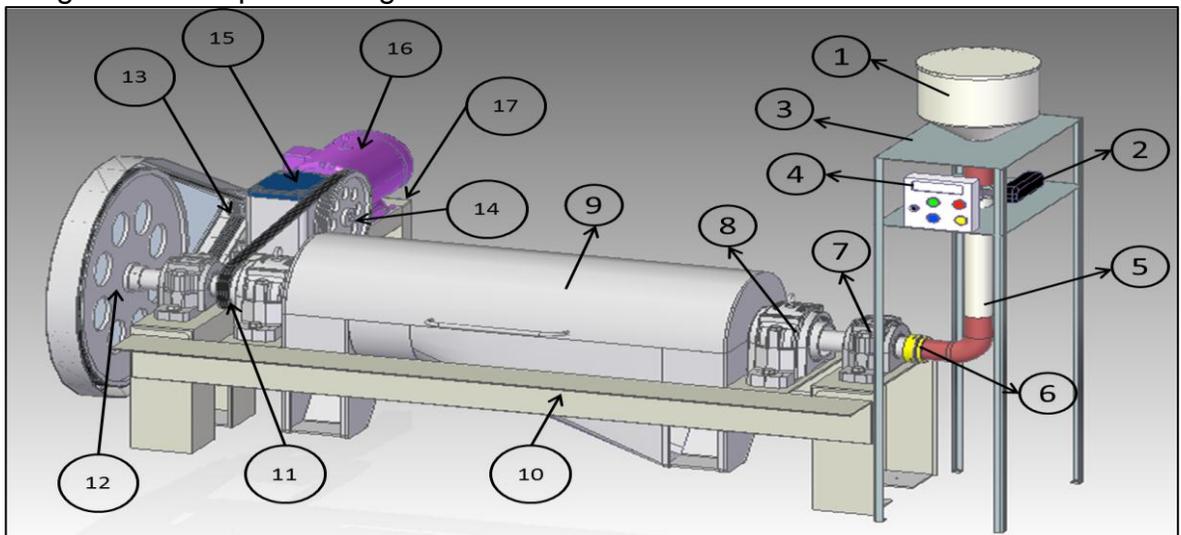
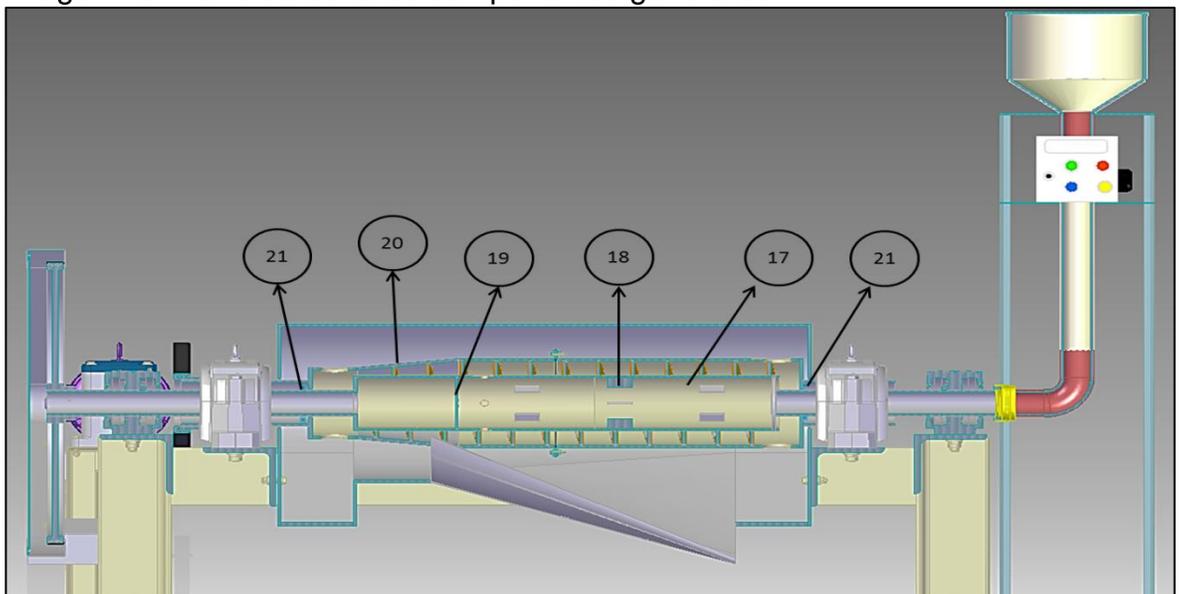


Imagen 16. Plano de corte de componentes generales



En el cuadro 8 se puede apreciar el significado de los ítems ilustrados en las imágenes 15 y 16.

Cuadro 8. Componentes generales

Item	Componente	Item	Componente
1	Tanque de almacenamiento	12	Polea 2 tornillo sinfín
2	Válvula de mariposa	13	Polea 1 tornillo sinfín
3	Estructura dosificador	14	Polea 3 tambor
4	Sistema de control	15	Caja de engranes
5	Tubería de dosificación	16	Motor eléctrico
6	Sello mecánico	17	Estructura motor
7	Chumacera soporte tornillo sinfín	18	Tornillo sinfín
8	Chumacera soporte tambor	19	Disco retenedor
9	Carcasa	20	Tambor
10	Estructura decantador	21	V' rings
11	Polea 4 tambor		

En el tanque de almacenamiento se introducen 5 kilogramos de quinua molida con 15 litros de agua, donde se pre homogeniza la mezcla, dicha premezcla pasa a través de una válvula de mariposa con actuador eléctrico tipo Wafer, la cual se encarga de permitir o bloquear el flujo de la mezcla.

Una vez abierta la válvula de mariposa, por acciones de gravedad, la premezcla pasa por una tubería fija la cual se encuentra conectada con la tubería móvil del tornillo sinfín, que gira a 74,65 rpm, por medio de un sello mecánico simple rotativo. La mezcla ingresa al interior del tornillo sinfín, en donde por medio del choque y la turbulencia generada por paletas mezcladoras soldadas en su interior, se genera una mezcla homogénea.

La mezcla homogénea choca contra un disco retenedor y sale por medio de unos agujeros hacia un espacio generado entre el exterior del tornillo sinfín y el interior del tambor. Por acción de la fuerza centrífuga generada por el movimiento rotatorio del tambor, el cual gira a 1800 rpm, las partículas más densas (en este caso las fracciones gruesas de la semilla molida de quinua) se tienden a pegar hacia las paredes internas de tambor y las partículas menos densas (lechada de crudo de almidón) tienden a separarse.

Mientras se realiza este proceso el tornillo no para de girar y debido a una distancia mínima entre el radio interno y la altura de las hélices del tornillo sinfín, se empiezan a transportar las partículas sólidas hacia la parte cónica del tambor y las partículas líquidas se filtran por las hélices huecas.

Tanto fracciones gruesas como lechada de crudo de almidón salen del tambor por sus respectivos agujeros. Para evitar filtraciones de fluido en las partes laterales

del tornillo sinfín se ubican V'rings (ver anexo A) hacia la carcasa donde la geometría de esta dirige, tanto a la fracción gruesa como el crudo de almidón, a su lugar de recaudo.

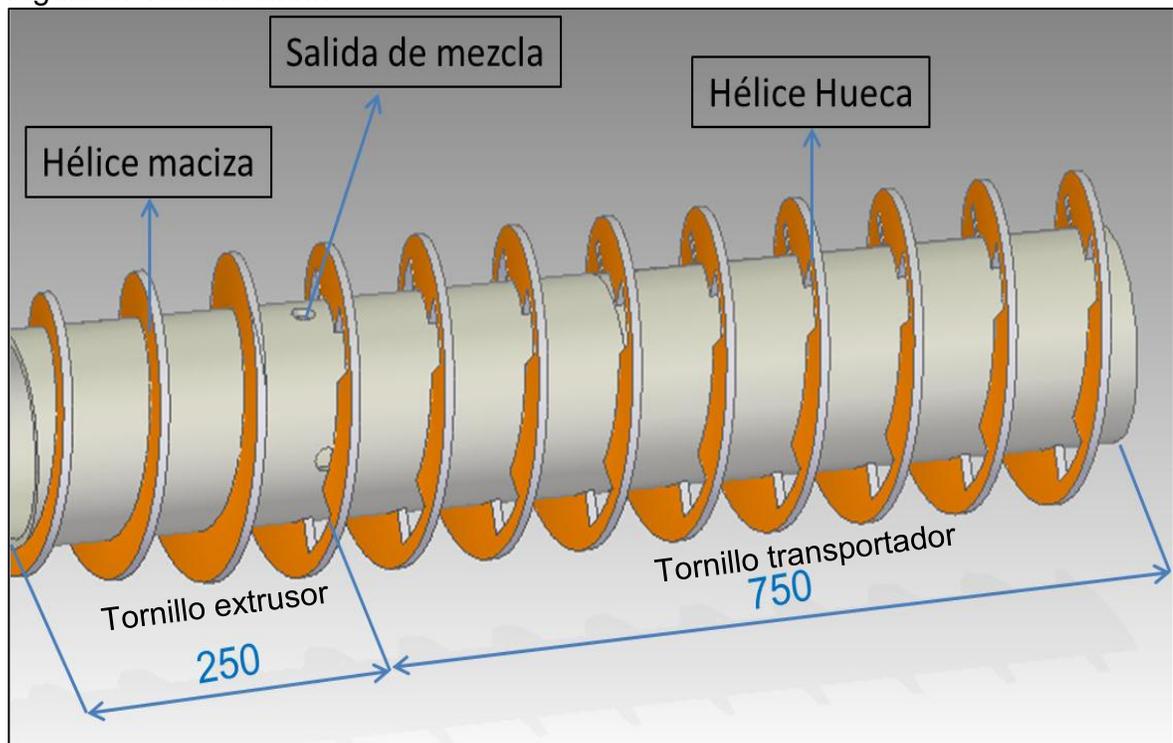
El sistema de control es el encargado de la apertura y cierre de la válvula, del encendido y apagado del motor y de controlar el paro de emergencia en caso de ser necesario.

El motor de 3 Hp y 900 rpm se conecta a una caja de transmisión de tres engranes cónicos rectos, con el fin de cambiar el sentido de giro del tambor y transmitir la potencia del motor hacia dos sistemas de transmisión de bandas y poleas. Un sistema se encarga de reducir la velocidad angular proporcionada por el motor hacia el tornillo sinfín, mientras que el otro se encarga de aumentar la velocidad angular hacia el tambor.

4.1 DISEÑO DEL TORNILLO SINFÍN

El tornillo sinfín se divide en una etapa transportadora y otra extrusora como se puede apreciar en la figura 5. La mezcla sale por medio de 4 agujeros de 20 mm de diámetro, donde la función de las hélices huecas es dejar pasar la lechada de crudo de almidón y las hélices macizas es comprimir las partículas sólidas o fracciones gruesas.

Figura 5. Tornillo sinfín



A continuación se realiza el diseño detallado de los diferentes componentes del sistema, teniendo en cuenta las diferentes propiedades de la semilla de quinua y el agua, los cuales son los componentes a mezclar y luego a filtrar, dichas propiedades están consignadas en los cuadros 9 y 10.

Cuadro 9. Propiedades físicas de la quinua

Densidad	1,26 g /cm ³
Peso específico	0,65 g /cm ³
Granulometría	1,8 – 2,2 mm
Peligro de incendio	No aplica

Fuente: CERVILLA, N. PROPIEDADES FÍSICAS DE SEMILLAS Y ANÁLISIS PROXIMAL DE HARINAS DE CHENOPODIUM QUINOA WILLD. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: <http://frre.utn.edu.ar/IJCyT/clean/files/get/item/2209>

Cuadro 10. Propiedades físicas del agua

Densidad	1,00 g /cm ³
Punto de congelación	0,65 g /cm ³
Punto de ebullición	100 °C
Temperatura critica	374°C
Presión critica	217,5 atm

Fuente: ATL, portal del agua. Propiedades físicas del agua. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: http://atl.org.mx/index.php?option=com_content&view=article&id=293:fisica&catid=72:ciencias-naturales&Itemid=480

4.1.1 Selección de material de fabricación. Ya que todo el sistema está manejando un producto alimenticio se hace necesario que el material a manejar sea de acero inoxidable por sus buenas propiedades contra la corrosión. Hay diferentes tipos de aceros de los cuales se elegirá el mejor, acorde al manejo de la semilla de quinua.

Cuadro 11. Tipos de acero inoxidable y propiedades

Tipo de acero inoxidable	Resistencia a la corrosión	Soldabilidad	Magnético	Dureza	Endurecible por tratamiento térmico (temple)
Martensíticos	Moderada	Alta	Si	Media	Si
Ferríticos	Buena	Media	Si	Baja	No
Austeníticos	Excelente	Baja	No	Alta	No

Fuente: BONNET. Suministros y maquinarias S.L. [Consultado el 17/3/2016]. Disponible en: <http://www.bonnet.es/clasificacionacerinox.pdf>

Debido a la información contenida en el cuadro 11, se hace la elección del tipo de acero inoxidable austenítico ya que es el que mejor tiene resistencia a la corrosión que los demás y debido a que se está manejando un producto alimenticio es de suma importancia la limpieza del sistema, además no necesita un recocido posterior para aumentar resistencia a la corrosión, ductilidad y suavidad.

Del tipo de acero inoxidable austeníticos se seleccionó el SAE 304 (Fe, Cr 18%, Ni 10%), ya que toleran medios agresivos y son de los más utilizados en la industria alimentaria, como lo pueden ser cubas, piezas de maquinaria, tuberías, equipo de proceso y manejo de alimentos, componentes que requieran de formado y soldadura. Tiene un buen desempeño en temperaturas elevadas (800 – 900 °C) y se recomienda para construcciones ligeras soldadas que requieran buena resistencia a la corrosión.

Cuadro 12. Propiedades del acero inoxidable austenítico 304

Propiedades Físicas	
Densidad	7,93 g /cm ³
Punto de Fusión	1400-1455 °C
Propiedades Mecánicas	
Porcentaje de alargamiento	< 60 %
Dureza Brinell	160-190
Módulo de Elasticidad	190-210 GPa
Resistencia a la Tracción	460-1100 MPa
Propiedades Eléctricas	
Resistividad eléctrica	70-72 μOhm cm
Propiedades Térmicas	
Coefficiente de Expansión Térmica (20-100 °C)	18 K ⁻¹
Conductividad Térmica a 23 °C	16,3 W m ⁻¹ K ⁻¹

Fuente: GOOD FELLOW. Materiales para la investigación científica y fabricación. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: <http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-304.html>

4.1.2 Diseño de la etapa transportadora. Por medio de los cuadros normalizados de tubería en acero inoxidable de la empresa Wesco se seleccionaron los diámetros de la tubería teniendo en cuenta los cálculos de volumen (ver anexo B).

Cuadro 13. Diámetros normalizados para tubería en acero inoxidable

Diámetro nominal NPS	Diámetro Externo		Cédula 40					
	Pulg	mm	Espesor de Pared		Presión Int. Trabajo		Paso aproximado	
			Pg	mm	PSI	Kg/m	Lb/pie	Kg/m
6	6,625	168,28	0,280	7,11	1395	98	18,97	28,28
8	8,625	219,08	0,322	8,18	1227	86	28,55	45,57
10	10,750	273,05	0,365	9,27	1113	78	40,48	60,36

Fuente: WESCO. Acero Inoxidable. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: <http://www.wesco.com.co/default.asp?ild=LEILI>

Los siguientes cálculos se realizaron garantizando un volumen crítico de mezcla dentro del sistema. Siguiendo la metodología del grupo de investigación planteada en el capítulo 2 se calcula de la siguiente manera:

Por cada Kilogramo de quinua entran 3 litros de agua. Entonces para la capacidad requerida de 5 Kilogramos de quinua deben ser utilizados 15 litros de agua. Por lo tanto,

$$V = \frac{m}{\rho}$$

Dónde:

- m = Masa de quinua a trabajar en el mezclado (kg).
- ρ = Densidad de la quinua (kg/L).

Entonces,

$$V = \frac{5 \text{ Kg}}{1,25 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}} = 4 \text{ Litros de quinua}$$

Es necesario calcular el volumen crítico dentro del sistema, en donde se contempla el volumen de la quinua y del agua,

Volumen Critico dentro del sistema = volumen de quinua + volumen de agua

$$\text{Volumen Critico dentro del sistema} = 4 \text{ L} + 15 \text{ L}$$

$$\text{Volumen Critico dentro del sistema} = 19 \text{ Litros mezcla}$$

Para calcular el radio interior de la tubería del tornillo sinfín se escoge una longitud de la parte transportadora dentro del tambor, y una parte fuera para los componentes que sea necesarios, como rodamientos, acoples etc.

$$\text{Longitud dentro del tambor} = 0,70 \text{ cm}$$

$$\text{Longitud fuera del tambor} = 0,35 \text{ cm}$$

Por lo tanto,

$$\text{longitud total parte transportador} = 0,70 \text{ cm} + 0,35 \text{ cm} = 105 \text{ cm}$$

Para garantizar el volumen de mezclado se escogió una longitud del tornillo sinfín de 105 cm. Por lo tanto, el diámetro interior del sinfín transportador se define de la siguiente forma:

$$D_{int} = \sqrt{\frac{V}{\pi * L}} * 2$$

Donde:

- D_{int} = Diámetro interior (m).

- $V =$ Volumen (m^3).
- $L =$ Longitud del tornillo (m).

Entonces,

$$D_{int} = \sqrt{\frac{0,019 m^3}{\pi * 1.05 m}} * 2 = 0,1517 m = 151,7 mm$$

Comparando el resultado del diámetro interior en el cuadro 13, se escoge el diámetro normalizado que este más cercano por encima al diámetro interior del sinfín transportador calculado.

$$D_{int} = D_{ext} - (2 * t)$$

Donde:

- $D_{int} =$ Diámetro interior (mm).
- $D_{ext} =$ Diámetro exterior (mm).
- $t =$ Espesor (mm).

Entonces,

$$D_{int} = 168,28 mm - (7,11 mm * 2) = 154,06 mm$$

Por lo tanto para el la tubería del sinfín transportador se tiene:

- *Diámetro Nominal (NPS) = 6*
- $D_{int} = 154,06 mm$
- $D_{ext} = 168,28 mm$
- $Grosor (t) = 7,11 mm$

Para calcular la altura de la hélice, se necesita tener el diámetro interior del tambor, ya que la distancia entre la altura de la hélice y este, tiene que ser de 1 mm, teniendo en cuenta el tamaño de grano de quinua mencionado anteriormente.

$$D_{int} = \sqrt{\frac{V}{\pi * L}} * 2$$

Donde:

- $D_{int} =$ Diámetro interior (m).
- $V =$ Volumen (m^3).
- $L =$ Longitud del tornillo sinfín transportador (m).

Entonces,

$$D_{int} = \sqrt{\frac{0,019 \text{ m}^3}{\pi * 0,75 \text{ m}}} * 2 = 0,1842 \text{ m} = 184,2 \text{ mm}$$

Comparando el resultado del diámetro interior en el cuadro 13, se escoge el diámetro normalizado que este más cercano por encima al diámetro interior del tambor.

$$D_{int} = D_{ext} - (2 * t)$$

Donde:

- D_{int} = Diámetro interior (mm).
- D_{ext} = Diámetro exterior (mm).
- t = Espesor (mm).

Entonces,

$$D_{int} = 273,05 \text{ mm} - (9,27 \text{ mm} * 2) = 254,51 \text{ mm}$$

Por lo tanto para el tambor se tiene:

- *Diametro Nominal (NPS) = 10*
- $D_{int} = 254,51 \text{ mm}$
- $D_{ext} = 273,05 \text{ mm}$
- $Grosor = 9,27 \text{ mm}$

Como se nombraba anteriormente la altura de la hélice depende del diámetro interior del tambor, por lo tanto:

$$H_{helice} = \frac{D_{Interior tambor} - D_{interior sinfín transportador}}{2} - tl$$

Donde:

- H_{helice} = Altura de hélice (mm).
- $D_{Interior tambor}$ = Diámetro interior del tambor (mm).
- $D_{interior sinfín transportador}$ = Diámetro interior del tambor (mm).
- tl = tolerancia (mm).

Se deja una tolerancia mínima con el fin de que el tornillo sinfín pueda arrastrar la mayor cantidad de fracciones gruesas hacia el área de compresión.

Entonces,

$$H_{helice} = \frac{254,51 \text{ mm} - 168,26 \text{ mm}}{2} - 1 \text{ mm} = 42,125 \text{ mm} = 4,212 \text{ cm}$$

Por lo tanto el diámetro del tornillo viene dado por,

$$D_{\text{tornillo}} = D_{\text{exterior tornillo sinfín transportador}} + (H_{\text{hélice}} * 2)$$

Donde:

- D_{tornillo} = Diámetro del tornillo (mm)
- $D_{\text{exterior tornillo sinfín transportador}}$ = Diámetro tornillo sinfín transportador (mm).
- $H_{\text{hélice}}$ = Altura hélice (mm).

Entonces,

$$D_{\text{tornillo}} = 168,28 \text{ mm} + (42,125 \text{ mm} * 2) = 253,5 \text{ mm}$$

La velocidad de giro depende, entre otros factores de la naturaleza del material a transportar.

Para calcular la velocidad en rpm del tornillo sinfín transportador se utiliza el siguiente cuadro:

Cuadro 14. Velocidad máxima en rpm según la clase del material

Diámetro del tornillo (mm)	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV	Clase V
100	180	120	90	70	30
200	160	110	80	65	30
300	140	100	70	60	25
400	120	90	60	55	25
500	100	80	50	50	25
600	90	75	45	45	25

Fuente: INGEMECANICA. Ingeniería, consultoría y formación. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>

- Material clase I: Materiales pulverulentos, no abrasivos, que tienen un peso específico entre 0,4 - 0,7 t/m³ aproximadamente, y que fluyen con facilidad.
- Material clase II: Estos se presentan en pequeños tamaños o forma de granos, mezclados en polvo, son no abrasivos y fluyen con facilidad. Su peso específico se varía entre 0,6 - 0,8 t/m³ aproximadamente.
- Materiales Clase III: Materiales semi-abrasivos de tamaño pequeño, mezclados con polvos, con peso específico entre 0,6 - 1,3 t/m³ aproximadamente.
- Materiales clase IV: Materiales abrasivos o semi-abrasivos, son de tamaño pequeño en mezcla con polvos o granulares. Su peso específico varía de 0,8 a 1,6 t/m³ aproximadamente.

- Materiales clase V: Materiales abrasivos, troceados o en polvo, como pueden ser cuarzo pulverizado, cenizas, arena silíceas y hollines de conductos de humos. Por ser de naturaleza abrasiva no es recomendable utilizar un tornillo sinfín transportador para movilizar esta clase de material.

Según las clases de materiales que existen, la quinua se establece como material de clase III donde su intervalo de peso específico para el material es de 0,6 - 1,3 t/m³ y el peso específico de la quinua es exactamente 0,65 t/m³.

Teniendo en cuenta el diámetro del tornillo y la clase de material de la quinua se puede determinar las revoluciones en RPM utilizando el cuadro 14.

Por medio de interpolación utilizando el diámetro del tornillo igual a 253,5 mm y material clase III para la quinua se determinó que la velocidad máxima en r.p.m. para el tornillo sinfín transportador es de 74,65 rpm.

El paso del tornillo sinfín se indica en la relación de 0,5 y 1 veces el diámetro del tornillo siendo mayor entre más ligera sea la carga. Teniendo en cuenta que la Quinua es un material ligero poco abrasivo se puede tomar el paso 0,5 veces el diámetro del eje.

$$P = D_t * 0,5$$

Donde:

- P = Paso del tornillo.
- D_T = Diámetro del eje.

Entonces,

$$P = 168,28 \text{ mm} * 0,5 = 84,14 \text{ mm}$$

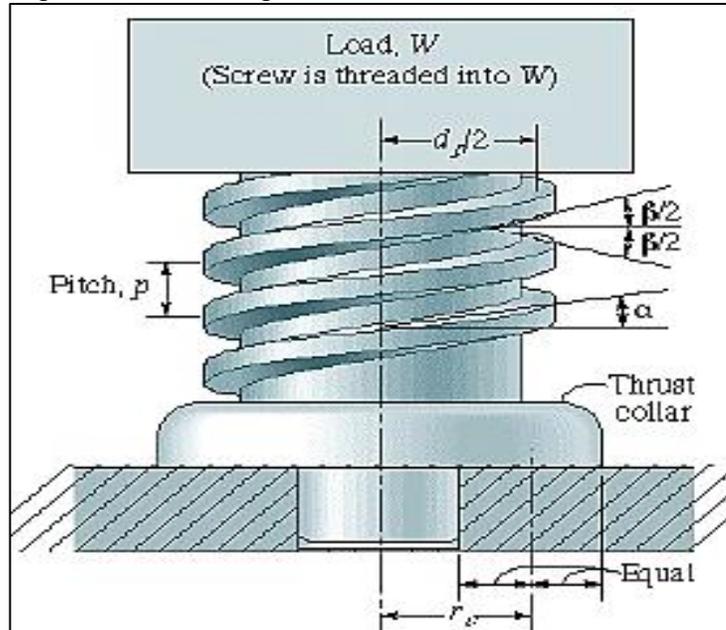
4.1.3 Diseño de la etapa extrusora. La función del tornillo extrusor es transportar y comprimir el grano de la semilla de quinua, separando definitivamente el crudo de almidón de quinua y la fracción gruesa por medio de una disminución de área, garantizando la presión necesaria para separar los componentes anteriormente mencionados.

Utilizando la metodología desarrollada por Bernard J. Hamrock en su libro "Elementos de máquinas"³¹, se calculan las dimensiones del tornillo extractor, basándose en los diámetros de tornillo y de tambor determinados en el numeral 4.1.2.

³¹ HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven. Elementos De Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. 970102799X. 290 – 670-673 p.

En la Figura 6, se muestran el ángulo de avance (α), el ángulo de paso (β), el paso (p), el diámetro primitivo (D_p) y la carga W aplicada.

Figura 6. Simbología tornillo extrusor



Fuente: HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven. Elementos De Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. 970102799X. 672 p.

El diámetro de paso de un tornillo de rosca ACME cuadrada, está dado por la siguiente ecuación:

$$D_p = D_T - (0,5 * p) - 0,01$$

Dónde:

- D_p = Diámetro de paso (in).
- D_T = Diámetro de tornillo (in).
- p = Paso.

Entonces,

$$D_p = 9,980315 \text{ in} - (0,5 * 3,3126 \text{ in}) - 0,01$$

$$D_p = 8,3140 \text{ in} \approx 211,1759 \text{ mm}$$

El ángulo de avance viene dado por la siguiente ecuación:

$$\alpha = \tan^{-1} * \left(\frac{l}{\pi * D_p} \right)$$

Dónde:

- α = Ángulo de avance.

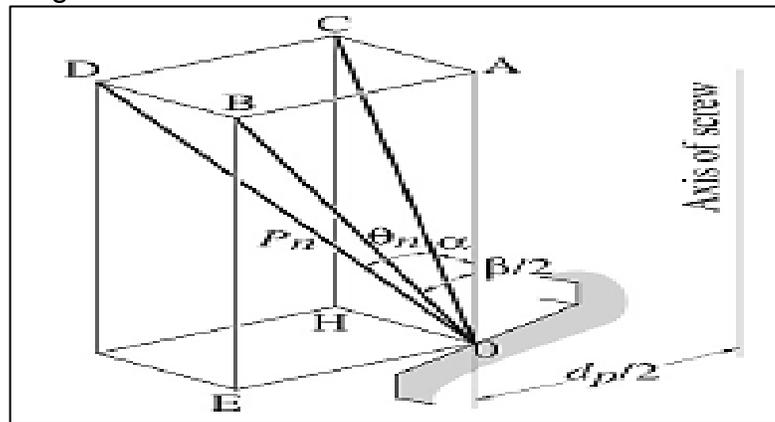
- l = Avance (in).
- D_p = Diámetro de paso (in).

Entonces,

$$\alpha = \tan^{-1} * \left(\frac{3,3126 \text{ in}}{\pi * 8,314015 \text{ in}} \right) = 7,228^\circ$$

En la figura 7, se pueden apreciar las fuerzas que actúan sobre la rosca del tornillo, en donde P_n es la fuerza total aplicada en un ángulo Θ_n que es normal a la superficie de la rosca.

Figura 7. Fuerzas actuantes sobre el tornillo extrusor



Fuente: HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven. Elementos De Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. 970102799X673 p.

El ángulo anteriormente mencionado depende del ángulo de avance y del ángulo de paso (β), los cuales se relacionan en la siguiente ecuación:

$$\theta_n = \tan^{-1} \left(\cos(\alpha) * \tan \left(\frac{\beta}{2} \right) \right)$$

Donde:

- θ_n = Ángulo de la fuerza P_n .
- α = Ángulo de avance.
- β = Ángulo de paso.

Para una rosca ACME, el ángulo de paso es comúnmente de 29° , entonces:

$$\theta_n = \tan^{-1} \left(\cos(7,228^\circ) * \tan \left(\frac{29^\circ}{2} \right) \right) = 14,389^\circ$$

Por medio de ensayos de laboratorios realizados por el grupo de investigación, se determinó que la presión necesaria para extraer el crudo de almidón es de 101 psi (696370,4863 Pa). Para determinar la fuerza de empuje axial necesaria que se le debe aplicar a la mezcla para su extracción, es necesario emplear el área de contacto de la hélice del tornillo.

Esta fuerza aplicada es la misma fuerza P_n observada en la Figura 7. El área de contacto para la extracción, viene dada por el diámetro de paso y el diámetro del tornillo, esta relación se puede apreciar en la siguiente ecuación:

$$F = P * \pi * \left[\left(\frac{D_T}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_p}{2} \right)^2 \right]$$

Dónde:

- F = Fuerza (N).
- P = Presión de extracción (Pa).
- D_T = Diámetro del tornillo (m).
- D_p = Diámetro de paso (m).

$$F = 696370,4863 \text{ Pa} * \pi * \left[\left(\frac{0,2535 \text{ m}}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,2111 \text{ m}}{2} \right)^2 \right]$$

$$F = 10773,9585 \text{ N}$$

El propósito de estos cálculos es adaptar la siguiente ecuación a la teoría brindada por Bernard J Hamrock, en el análisis de la fuerza de empuje que genera el tornillo sobre la mezcla de quinua y agua dentro del tornillo extrusor.

$$Tr = F * \left[\frac{(D_p/2) * (\cos(\theta_n) * \text{Sen}(\alpha) + \mu * \cos(\alpha))}{\cos(\theta_n) - \mu * \tan(\alpha)} \right]$$

Donde:

- F = Fuerza (N).
- D_p = Diámetro de paso (m).
- θ_n = Ángulo de la fuerza P_n .
- α = Ángulo de avance.
- μ = coeficiente de fricción.

El coeficiente de fricción μ entre el tornillo y la masa de la mezcla es de 0,1 para materiales semi-abrasivos, se supone este valor alto para obtener un factor de seguridad alto en el tornillo por desgaste. Entonces,

$$Tr = 10773,9585 N * \left[\frac{(0,2111 m/2) * (\cos(14,389^\circ) * \text{Sen}(7,228^\circ) + 0,1 * \cos(7,228^\circ))}{\cos(14,389^\circ) - 0,1 * \tan(7,228^\circ)} \right]$$

$$Tr = 262,9916 N * m$$

Con este torque se puede determinar la potencia requerida tanto del tornillo sinfín transportador como la del extrusor, por medio de la siguiente ecuación.

$$P = Tr * \omega$$

Dónde:

- P = Potencia (W).
- Tr = Torque (N*m).
- ω = velocidad angular (rad/s).

La velocidad angular es de 74,65 RPM, como se mencionó en la sección 4.1.2. Es necesario cambiar de unidades a esta velocidad angular de RPM a Radianes/segundo, teniendo en cuenta que 1 radián/segundo, equivale a 9,546 revoluciones por minuto³².

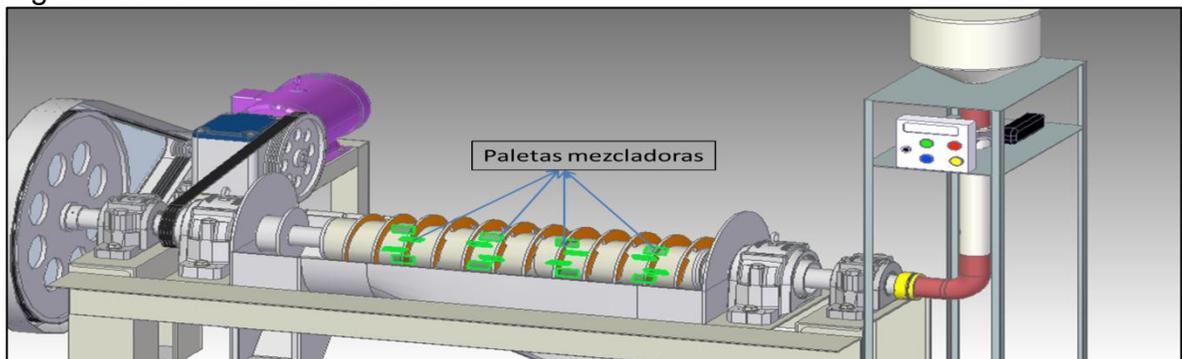
$$P = 262,9916 N * m * 7,82 rad/s$$

$$P = 2056,6 W \approx 2,76 HP$$

Por lo tanto, la potencia necesaria que debe tener el motor eléctrico es de 3 HP.

4.1.4 Diseño de paletas mezcladoras. Las paletas mezcladoras son láminas de acero inoxidable SAE 304 encargadas de crear turbulencia en la mezcla prehomogenizada y de esta manera mezclarla progresivamente.

Figura 8. Paletas mezcladoras

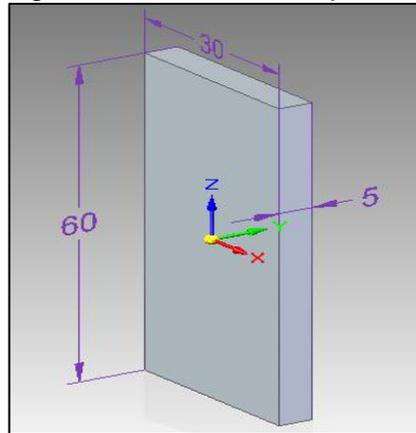


³² GALÁN GARCÍA, José Luis. Sistemas De Unidades Físicas. Barcelona: Reverté, 1987. 8429143017 9788429143010

En la figura 8 se puede apreciar las paletas mezcladoras ubicadas en el interior del eje del tornillo sinfín. Son 16 paletas distribuidas uniformemente hasta el agujero de salida de mezcla.

En la Figura 9, se puede apreciar la geometría de las paletas, dadas en milímetros, esta geometría es proporcional al diámetro del eje del sinfín, con el objetivo de facilitar su fabricación y ensamble.

Figura 9. Dimensiones paletas



4.1.5 Soldadura en el tornillo sinfín. La soldadura en el tornillo sinfín se realizó en con base en la norma AWS (American Welding Society) donde la especificación AWS A5.4 hace referencia a las normas de clasificación de electrodos para soldar aceros inoxidable.

El electrodo a utilizar es el E308L-15 ya que es el más utilizado para la unión de aceros inoxidable austeníticos AISI 304, donde según la AWS A5.4, su nombre hace referencia a:

- E = Electrodo de soldadura por arco eléctrico.
- 308 = Indica la composición química basada en la designación AISI para los acero inoxidable. En este caso es el indicado para la unión de aceros inoxidable AISI 304.
- L = Bajo contenido de carbono.
- 1 = Indica las posiciones aptas para la aplicación de la soldadura. En este caso es apto para todas las posiciones de aplicación.
- 5 = Indica que el electrodo tiene un revestimiento alcalino el cual solo debe utilizarse únicamente con corriente continua y polaridad inversa (cable de porta electrodo al lado positivo)

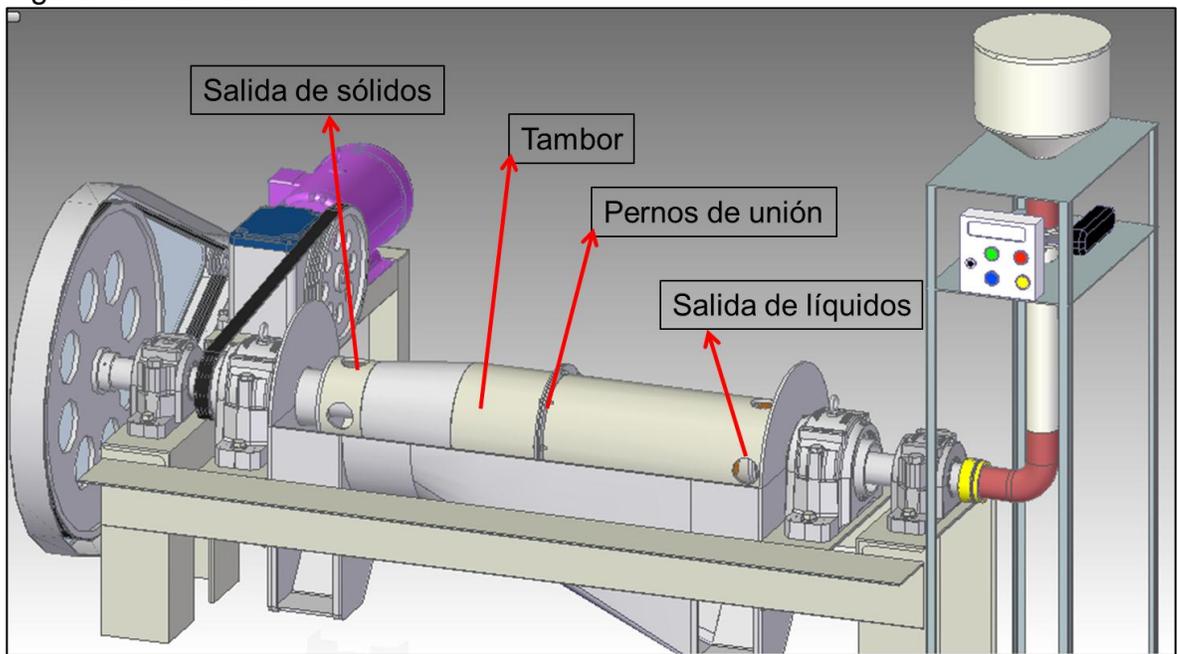
No se realizaron los cálculos correspondientes a la soldadura debido a que las hélices son para transporte y no para compresión.

4.2 DISEÑO DE TAMBOR

El tambor es un elemento circular que garantiza la fuerza centrífuga necesaria para la separación de sólidos-líquidos, el cual contiene al tornillo sinfín anteriormente descrito. El tambor gira a una velocidad angular mucho mayor que el tornillo sinfín y en una dirección opuesta a este; cuenta con una reducción de área la cuál ayuda a la compresión de la lechada de crudo de almidón de quinua.

En la figura 10, se pueden apreciar las partes del tambor. En la parte izquierda de la imagen se encuentran 4 agujeros de salida de sólidos de 70 mm de diámetro; en la parte media de la imagen se encuentran 8 pernos de $\frac{1}{4}$ de pulgada, cuya finalidad es el montaje y desmontaje de la tubería para mantenimiento; en la parte derecha de la imagen se encuentran 4 agujeros de salida de líquido de 70 mm de diámetro.

Figura 10. Tambor



4.2.1 Selección material del tambor. Ya que el tambor está en contacto directo con la mezcla, se hace necesario que el material a manejar sea de acero inoxidable por sus buenas propiedades contra la corrosión. Se seleccionó el acero inoxidable SAE 304, cuyas propiedades físicas están consignadas en el cuadro 11. Sección 4.1.1, mismo material del tornillo sinfín.

4.2.2 Potencia del tambor. Para determinar la potencia necesaria para hacer girar el tambor, garantizando la separación del crudo de almidón de quinua y la fracción gruesa, es necesario determinar la fuerza máxima centrífuga (g-force), la cual se puede determinar a partir de la gráfica 1, la cual relaciona el diámetro externo del tambor, dado en milímetros y la densidad de la mezcla, dada en gramos/mililitros, con la fuerza máxima centrífuga, dada en Newton.

Para el cálculo de la densidad de la mezcla se utiliza la siguiente ecuación:

$$\rho_{mezcla} = \frac{M_a + M_q}{V_a + V_q}$$

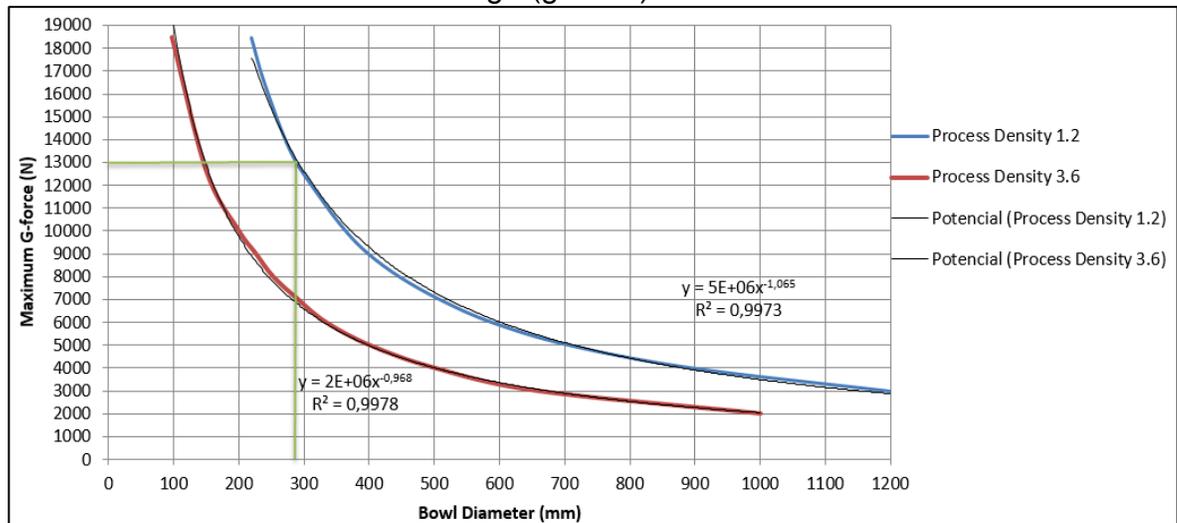
Donde:

- M_a = Masa de agua (Kg).
- M_q = Masa de quinua (Kg).
- V_a = Volumen de agua (L).
- V_q = Volumen de quinua (L).

Entonces,

$$\rho_{mezcla} = \frac{15 \text{ Kg} + 5 \text{ Kg}}{15 \text{ L} + 4 \text{ L}} = 1.05 \frac{\text{Kg}}{\text{L}}$$

Gráfica 1. Fuerza máxima centrífuga (g-force) Vs Diámetro externo del tambor

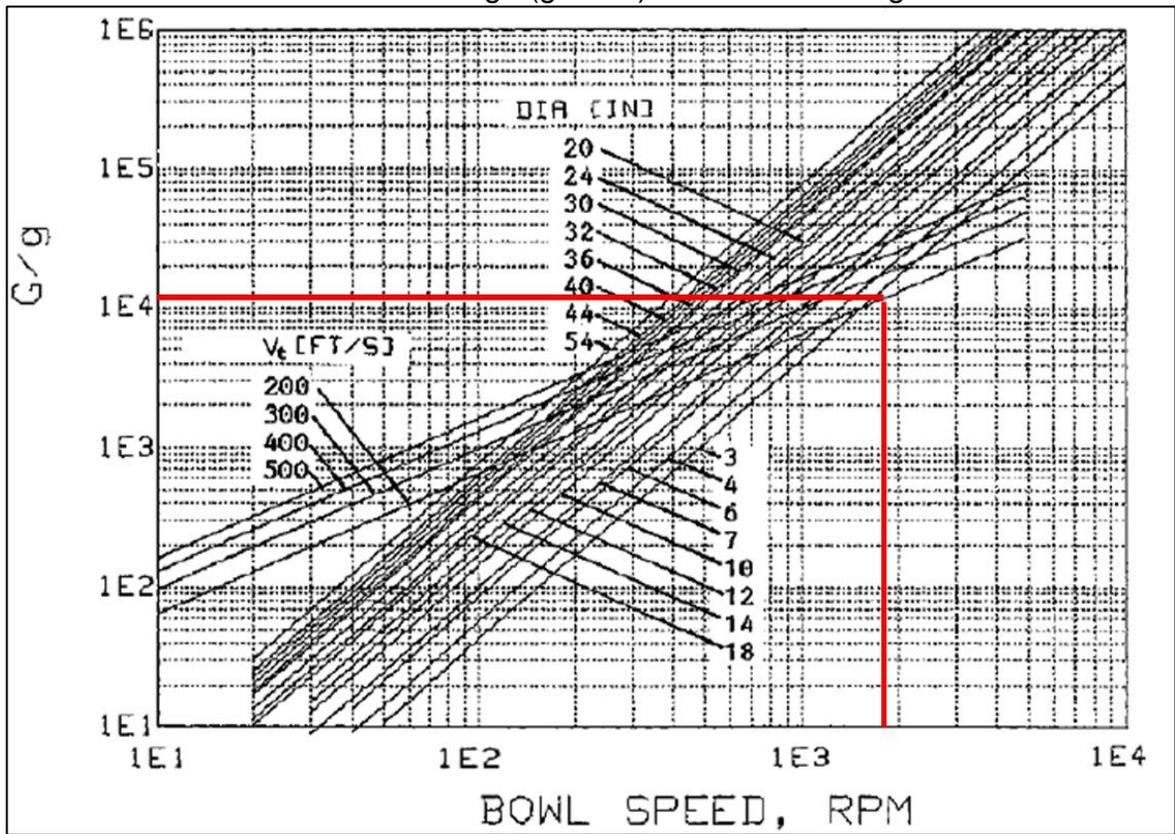


Fuente: ALAN & SUTHERLAND, Ken. Decanter Centrifuge Handbook. 1 ed. Oxford, United Kindgom: Elsevier Advanced Technology, 2001. 4211856173690 9781856173698. 202 p.

En la gráfica 1, La línea verde muestra el cruce de la densidad de la mezcla, que en este caso se puede aproximar a la línea de tendencia de 1.2 gr/ml, con el diámetro externo del tambor el cual es de 273,05 mm, dando como resultado de este cruce una fuerza máxima centrífuga de 13000 N, aproximadamente.

Con la fuerza máxima centrífuga de 13000 N, y teniendo en cuenta que en la practica la mayoría de las centrifugas son diseñadas con una velocidad máxima cercana a las 61 m/s – 122 m/s (200 ft/s – 400 ft/s), se puede determinar la velocidad angular del tambor, por medio de la gráfica 2.

Gráfica 2. Fuerza máxima centrífuga (g-force) Vs Velocidad angular del tambor



Fuente: ALAN & SUTHERLAND, Ken. Decanter Centrifuge Handbook. 1 ed. Oxford, United Kingdom: Elsevier Advanced Technology, 2001. 4211856173690 9781856173698. 423 p.

Según la gráfica 2, la velocidad angular del tambor es de 1800 RPM, es decir, 188,5 radianes/segundo.

Según la metodología desarrollada en el libro diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott³³, se puede determinar la potencia requerida por el tambor para que desde el reposo llegue a 1800 rpm. Por medio de la siguiente ecuación se puede determinar el torque necesario:

³³ MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 830-845 p.

$$T = I * \alpha$$

Donde:

- I = Momento de inercia de la masa de los componentes que se van a acelerar ($N \cdot m/s^2$).
- α = Aceleración angular (rad/s^2).

Para el cálculo del momento de inercia se aplica la siguiente ecuación:

$$I = \frac{Wk^2}{g}$$

Donde:

- I = momento de inercia ($N \cdot m/s^2$).
- Wk^2 = Inercia de la carga ($n \cdot m^2$).
- g = Gravedad (m/s^2).

Para determinar el torque es necesario calcular la aceleración angular de la siguiente forma:

$$\alpha = \frac{\Delta n}{t}$$

Donde:

- α = Aceleración angular (rad/s^2).
- Δn = Delta de velocidades angulares (rad/seg).
- t = Tiempo en llegar a la velocidad angular requerida (segundos).

Entonces,

$$\Delta n = \left(188,5 \frac{rad}{seg} - 0 \frac{rad}{seg} \right) = 188,5 \frac{rad}{seg}$$

Para calcular la inercia de la carga se utiliza la siguiente ecuación:

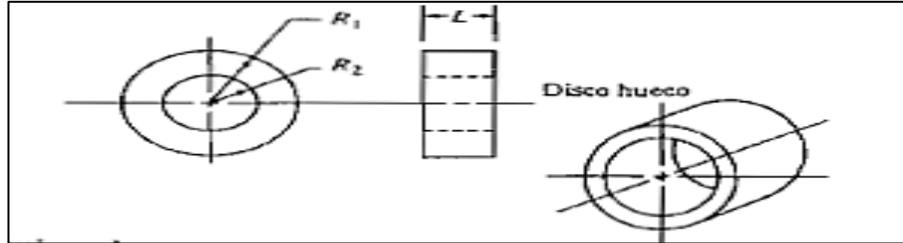
$$Wk^2 = \frac{\pi * \delta_w * L}{2} (R_1^4 - R_2^4)$$

Dónde:

- δ_w = Peso específico del material.
- L = Longitud.
- R_1 = Radio externo del tambor.
- R_2 = Radio interno del tambor.

Para seleccionar los radios y la longitud se debe tener en cuenta la figura 11, en donde se pueden apreciar las dimensiones del disco.

Figura 11. Selección de radios y longitud



Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 843 p.

Los radios mencionados hacen referencia a la tubería normalizada del tambor, descrita en el capítulo 4.1.2.

Entonces,

$$Wk^2 = \frac{\pi * (12348 \text{ N/m}^3) * 1\text{m}}{2} * ((0,13652\text{m})^4 - (0,12725\text{m})^4)$$

$$Wk^2 = 1,6518 \text{ N m}^2$$

Asumiendo la gravedad como $9,8 \text{ m/seg}^2$ y el tiempo para llegar a la velocidad angular requerida como 8 segundos el torque queda de la siguiente manera:

$$T = \frac{1,6518 \text{ N m}^2}{9,8 \text{ m/seg}^2} * \frac{188,5 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}{8 \text{ seg}}$$

$$T = 3,97 \text{ N m}$$

Obteniendo el torque necesario para llevar el tambor en acero inoxidable SAE 304 desde el reposo hasta una velocidad angular de $188,5 \text{ rad/seg}$ en 8 segundos se puede calcular la potencia necesaria por medio de la siguiente ecuación:

$$P = Tr * \omega$$

Dónde:

- P = Potencia (W).
- Tr = Torque (N*m).
- ω = velocidad angular (rad/seg).

$$P = 3,97 \text{ N m} * 188,5 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$P = 748,345 \text{ w} \approx 1 \text{ HP}$$

Por lo tanto la potencia necesaria para hacer mover el tambor es de 1 HP.

4.2.3 Selección de pernos para unión. Para determinar los pernos de unión es necesario conocer la resistencia a la fluencia mínima del material de dichos elementos, ya que estos elementos se encuentran sometidos a esfuerzos cortantes por lo tanto es necesario conocer su resistencia a la fluencia. En el cuadro 15, se puede apreciar la resistencia a la fluencia mínima del perno según su diámetro.

Cuadro 15. Especificaciones métricas para pernos

Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero					
Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Fuente: NORTON, Robert L.; CAGIGAS CASTELLO-TÁRREGA, Carlota de las Mercedes y SÁNCHEZ GARCÍA, Gabriel. Diseño De Máquinas. México: Prentice Hall, 1999. ISBN 9701702573. 744 p.

Se seleccionó la resistencia mínima de 240 MPa, ya que las fuerzas a soportar no son considerablemente grandes, sin embargo se utiliza un factor de seguridad para contemplar incertidumbres,

$$\sigma_{fluencia\ mínimo} = \frac{\sigma_{fluencia\ del\ material}}{FS}$$

Dónde:

- $\sigma_{fluencia\ mínimo}$ = Esfuerzo de fluencia mínimo requerido del perno (MPa).
- $\sigma_{fluencia\ del\ material}$ = Esfuerzo de fluencia del material (MPa).
- Fs: Factor de seguridad.

Para determinar el factor de seguridad se tiene en cuenta el cuadro 16, en donde se tienen los factores para determinar el coeficiente de seguridad en materiales.

Cuadro 16. Factores de seguridad de materiales

Información	Calidad de la información	Factor
Datos de las propiedades del material obtenidos con pruebas	Se utilizó material real para la prueba	$F1$ 1.3
	Están disponibles los datos de prueba del material representativo	2
	Están disponibles los datos de prueba del material aceptablemente representativo	3
	Están disponibles los datos de prueba del material poco representativo	5+
Condiciones ambientales donde se utilizará	Son idénticas a las condiciones de las pruebas del material	$F2$ 1.3
	Condiciones de temperatura ambiente	2
	Ambiente moderadamente exigente	3
	Ambiente extremadamente exigente	5+
Modelos analíticos de carga y esfuerzo	Los modelos se han probado con experimentos	$F3$ 1.3
	Los modelos representan exactamente el sistema	2
	Los modelos representan aproximadamente el sistema	3
	Los modelos son aproximaciones burdas del sistema	5+

Fuente: NORTON, Robert L.; CAGIGAS CASTELLO-TÁRREGA, Carlota de las Mercedes y SÁNCHEZ GARCÍA, Gabriel. Diseño De Máquinas. México: Prentice Hall, 1999. 897 p. ISBN 9701702573

Se seleccionó un factor de seguridad de 2, ya que se conocen las propiedades mecánicas del material del perno con certeza y el sistema opera a temperatura ambiente, sin cambios representativos de temperatura. Por lo tanto,

$$\sigma_{fluencia\ minimo} = \frac{240\ Mpa}{2} = 120\ Mpa$$

Se obtuvo un esfuerzo de fluencia mínimo de 120 Mpa, el cual se utilizará para determinar el diámetro de los pernos. La fuerza centrífuga que experimentan los pernos es de 10000 N, por lo tanto se considera utilizar 8 pernos para unir las tuberías, entonces,

$$Fuerza\ que\ debe\ soportar\ cada\ perno\ (N) = \frac{Fuerza\ centrífuga\ (N)}{Número\ de\ pernos}$$

Entonces,

$$Fuerza\ que\ debe\ soportar\ cada\ perno = \frac{13000\ N}{8} = 1625\ N$$

Una vez determinada la fuerza que debe soportar cada perno, se puede determinar el diámetro de cada uno de los pernos,

$$D = \sqrt{\frac{F}{\frac{\pi}{4} * \sigma}} * 1000$$

Dónde:

- D= Diámetro de perno (mm).
- F= Fuerza que debe soportar cada perno (N).
- σ =Esfuerzo fluencia mínimo (Pa).

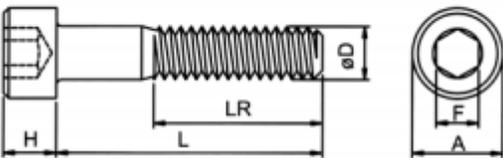
Entonces,

$$D = \sqrt{\frac{1625 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} * 120 \times 10^6}} * 1000 = 4,1524 \text{ mm} = 0,163 \text{ in}$$

Se Selecciona el diámetro de 3/16 de pulgada, diámetro que soporta la carga requerida. En el figura 12, se pueden apreciar las especificaciones técnicas del perno seleccionado.

Figura 12. Selección de perno de unión para el tambor

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

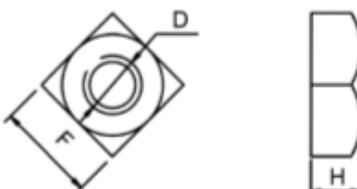


ø D	#10-24(3/16)	1/4-20	5/16-18	3/8-16	1/2-13
H Min	4,83	6,35	7,92	9,53	12,70
F Máx	7,92	9,53	11,91	14,27	19,05
F Nom.	5/32"	3/16"	1/4"	5/16"	3/8"
LR Min	7/8"(22,35)	1"(25,40)	1.1/8"(28,45)	1.1/4"(31,75)	1.1/2"(38,1)

Fuente: SODIPER. Catálogo de pernos y tuercas. [Consultado el 12/07/2016]. Disponible en: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

Figura 13. Selección de tuercas para el tambor

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS



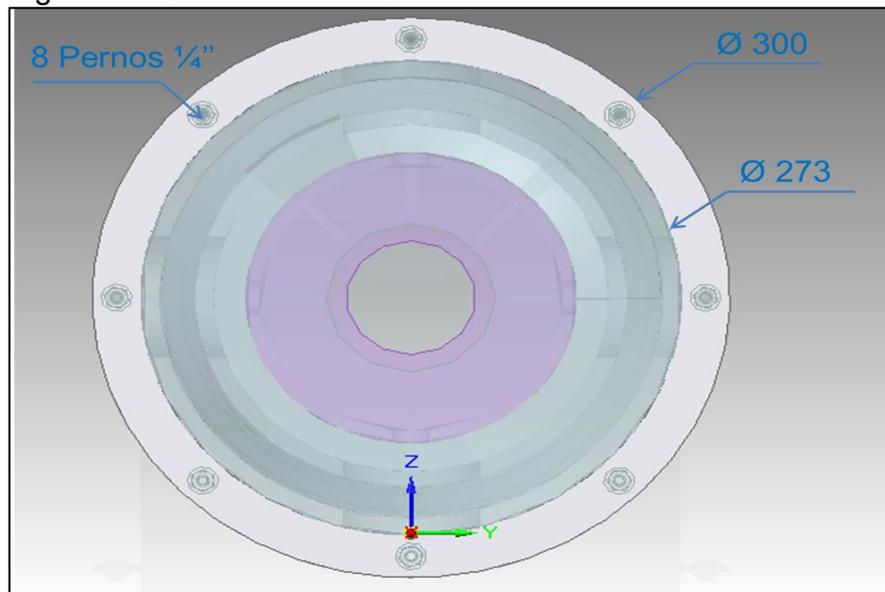
ø D	#5(1/8)	#8(5/32)	#10-21(3/16)	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	5/8	3/4
P	40	32	24	20	18	16	14	12,85W	11	10
H Máx	2,90	3,30	3,30	5,97	7,19	8,79	10,00	11,63	14,45	17,27
F	7,92	8,74	9,53	11,38	14,27	15,88	19,05	20,62	25,4	28,58

Fuente: SODIPER. Catálogo de pernos y tuercas. [Consultado el 12/07/2016]. Disponible en: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

Para determinar el diámetro exterior de la brida que sujetara los pernos, se toma en cuenta la recomendación que realiza el autor Robert L. Norton en su libro "Diseño de máquinas"³⁴, en el cual sugiere que los pernos en una brida circular no deberían estar más cerca de un borde que 1,5 a 2 diámetros, aproximadamente.

En la figura 14 se puede apreciar el diámetro de la brida requerido para conservar el parámetro establecido anteriormente y no tener riesgos de deformaciones, dado en milímetros.

Figura 14. Diámetro de brida



³⁴ NORTON, Robert L.; CAGIGAS CASTELLO-TÁRREGA, Carlota de las Mercedes y SÁNCHEZ GARCÍA, Gabriel. Diseño De Máquinas. México: Prentice Hall, 1999. 766 p. ISBN 9701702573

La brida de acero inoxidable se encuentra soldada con la tubería y soporta la presión ejercida por líquidos, por lo que es necesario un empaque que evite la filtración de líquidos; según el cuadro 17 se seleccionó el material de caucho plano por su buena flexibilidad y resistencia a la fluencia.

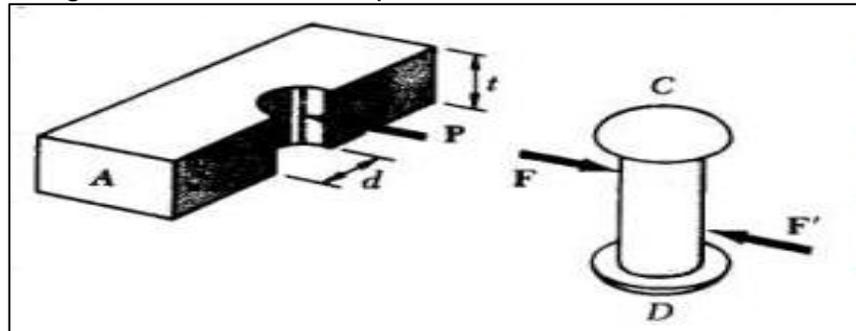
Cuadro 17. Material para empaques

Material	Módulo de elasticidad	
	psi	MPa
Corcho	12.5E3	86
Asbesto comprimido	70E3	480
Asbesto-cobre	13.5E6	93E3
Cobre (puro)	17.5E6	121E3
Caucho plano	10E3	69
Espiral enrollada	41E3	280
Teflón	35E3	240
Fibra vegetal	17E3	120

Fuente: NORTON, Robert L.; CAGIGAS CASTELLO-TÁRREGA, Carlota de las Mercedes y SÁNCHEZ GARCÍA, Gabriel. Diseño De Máquinas. México: Prentice Hall, 1999. ISBN 9701702573.762 p.

Para determinar el espesor de la brida, es necesario contemplar el esfuerzo por aplastamiento que sufre la brida por la presencia del perno. En la imagen 17 se puede apreciar como la distribución de las fuerzas actuantes, y los esfuerzos correspondientes, actúan en la brida o platina.

Imagen 17. Esfuerzo de aplastamiento



Fuente: GONZÁLEZ, Luis. Esfuerzo de aplastamiento. [Consultado el 3/6/2016]. Disponible en: Teoría esfuerzo de aplastamiento <http://www.angelfire.com/pro2/resmat/U02/04esfuerzoaplastamiento/esfap.htm>

El material de la brida es acero inoxidable SAE 304, para continuar con la uniformidad de material del tambor, cuya resistencia a la fluencia es de 500 Mpa³⁵.

³⁵ MICROESTRUCTURAS DE ACERO. Propiedades acero inoxidable. [Consultado el 4/6/2016]. Disponible en: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.pdf>

Por lo tanto el esfuerzo de fluencia mínimo, viene dado por la siguiente ecuación

$$\sigma_{fluencia\ minimo} = \frac{\sigma_{fluencia\ del\ material}}{FS}$$

Dónde:

- $\sigma_{fluencia\ minimo}$ = Esfuerzo de fluencia mínimo requerido del perno (MPa).
- $\sigma_{fluencia\ del\ material}$ = Esfuerzo de fluencia del material (MPa).
- Fs: Factor de seguridad.

Entonces,

$$\sigma_{fluencia\ minimo} = \frac{500\ Mpa}{2} = 250\ Mpa$$

El esfuerzo determinado anteriormente es utilizado para determinar el espesor de la siguiente forma,

$$t = \frac{F}{2 * \sigma * D}$$

Dónde:

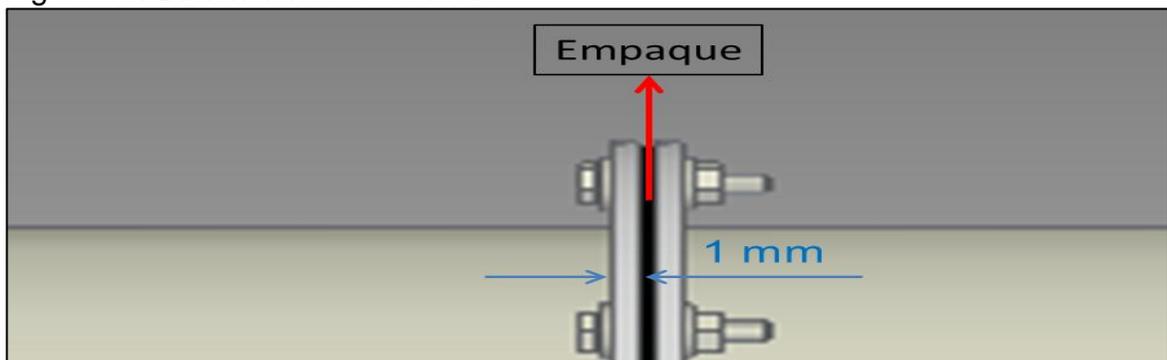
- t= Espesor necesario para soportar el esfuerzo por aplastamiento (m).
- F= Fuerza que debe soportar cada perno (N).
- σ =Esfuerzo de fluencia del material de la brida (Pa).
- D= Diámetro del perno (mm).

Entonces,

$$t = \frac{1250\ N}{2 * 250 * 10^6\ Pa * 6,35 * 10^{-3}\ m} = 0,00078\ m = 0,78\ mm$$

El espesor de la placa debe de ser mínimo de 1 mm. En la Figura 15 se pueden apreciar las dimensiones de la brida y la posición del empaque.

Figura 15. Dimensiones de la brida



4.3 SELECCIÓN DE MOTOR ELÉCTRICO

Para la selección de motor se tuvieron en cuenta los siguientes parámetros, los cuales fueron calculados anteriormente.

Cuadro 18. Parámetros de selección del motor

Elemento	Potencia necesaria (HP)	Torque (N*m)	Revoluciones (rpm)
Tornillo Sinfín	3	263	74.7
Tambor	1	3,97	1800

Se seleccionó un solo motor para mover tanto el tornillo sinfín como el tambor, con el fin optimizar el espacio y reducir costos; junto con el motor se estableció un sistema de transmisión de potencia el cual se encuentra descrito en el siguiente capítulo.

En el cuadro 18 se encuentran los parámetros para seleccionar el motor; teniendo en cuenta los parámetros máximos se seleccionó un motor eléctrico trifásico tipo GP10 para uso general, carcasa en fundición gris, con anclaje de patas, tamaño 215T del catálogo de la empresa SIEMENS S.A de referencia 1LA7130-8YB70, (Ver Anexo C) con las siguientes características,

En el cuadro 19, se pueden apreciar las características del motor eléctrico seleccionado.

Cuadro 19. Motor seleccionado

Parámetros	Unidades	Valor
Potencia	HP	3
Revoluciones	RPM	900
Voltaje	V	208-230/460
Corriente Nominal	A	4,8
Eficiencia nominal	-	85,5%
Peso	Kg	63
Factor de potencia	-	68%
Conexión	-	Y
Torque	Lbf* in	210

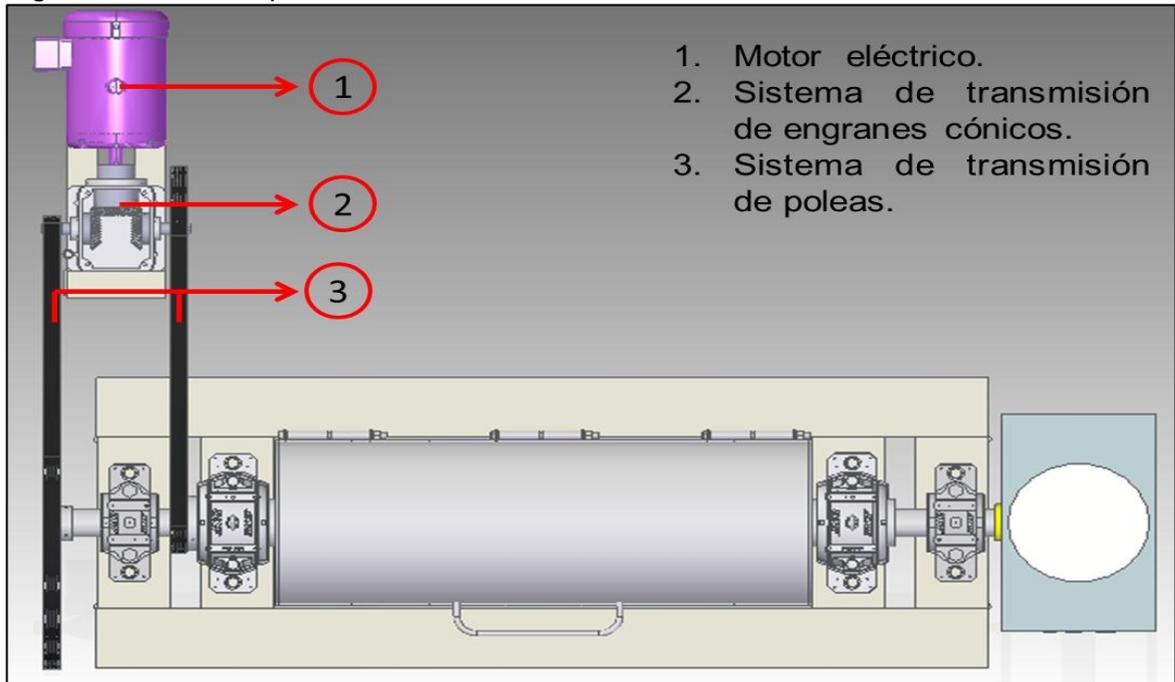
Fuente: SIEMENS S.A. Catálogo motores eléctricos. [Consultado el 18/3/2016]. Disponible en <http://industria.siemens.com.mx/Motores/Docs/CatalogoMotores2010.pdf>

4.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

El sistema de transmisión se subdivide en dos sistemas, el primero es un sistema de transmisión por engranes cónicos rectos, el cual se encuentra directamente conectado con el motor con el fin de cambiar el sentido de giro del tornillo del

sinfín y prolongar las dimensiones del eje del motor. El segundo es un sistema de transmisión por poleas con el fin de generar el torque y las revoluciones necesarias para el movimiento del tornillo sinfín y del tambor, lo anterior se puede apreciar en la figura 16.

Figura 16. Vista superior del sistema de transmisión

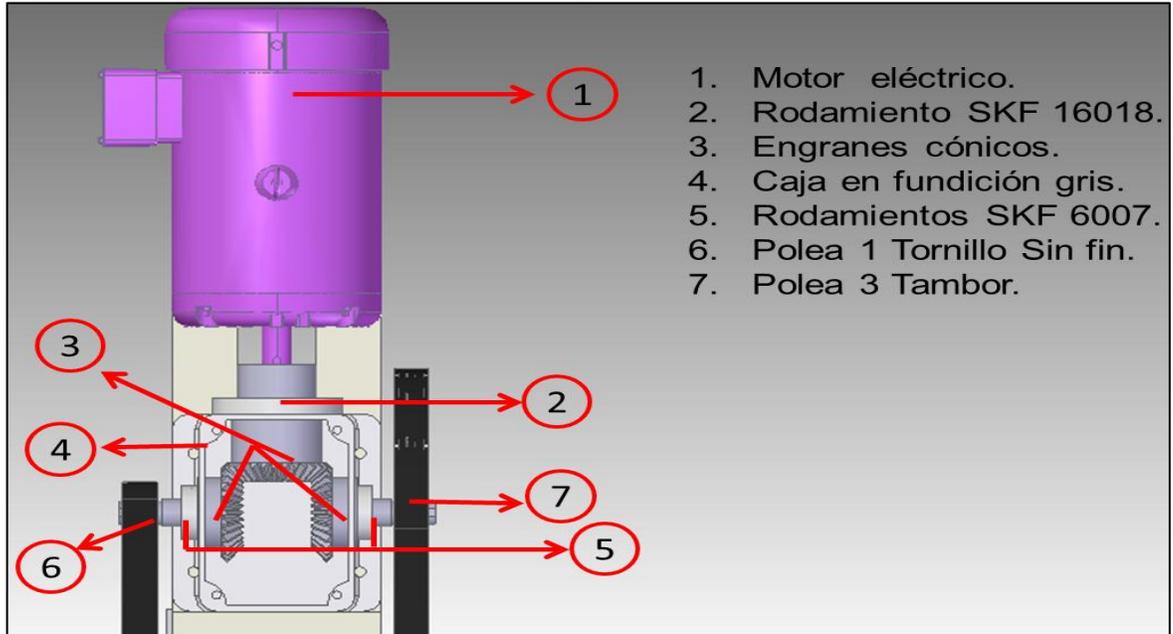


4.4.1 Sistema de transmisión por engranes cónicos rectos. Se diseñó un sistema de transmisión de 3 engranes cónicos con una relación 1:1.

Como se puede apreciar en la figura 17. El motor eléctrico trifásico transmite su potencia por medio del eje a un primer engrane cónico de 25 dientes y paso diametral de 5 dientes/in (ver anexo D), el cual se encuentra montado en un rodamiento rígido de bolas de una hilera, auto sellado y auto lubricado SKF 16018 (ver anexo E), con un diámetro interno de 90 mm, con el fin de disminuir las vibraciones presentes en este punto, el cual es el más cercano al eje. Este engrane transmite potencia a otros dos engranes, los cuales se encuentran sujetos a un eje por medio de chavetas. Estos engranes a su vez transmiten potencia a la polea 1 que es la encargada de mover el tornillo sinfín, y a la polea 3 la cual es la encargada de mover el tambor.

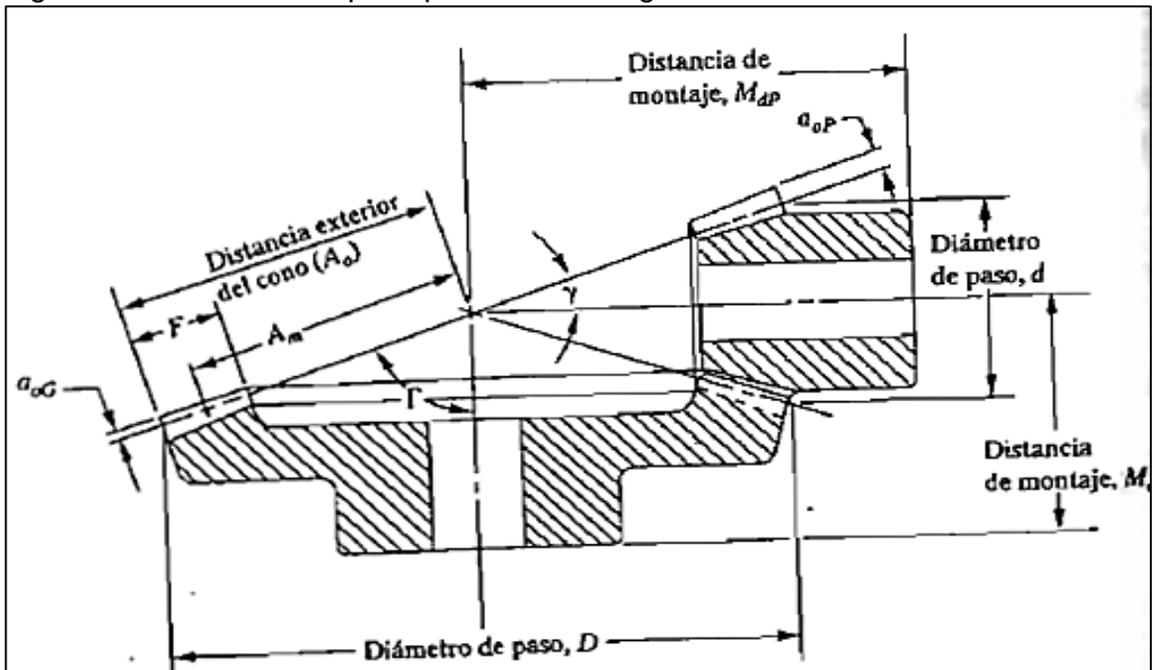
Este conjunto de engranes se encuentra protegido por una caja en fundición gris y soportado por rodamientos rígidos de bolas de una hilera, auto sellado y auto lubricado SKF 6007 (ver anexo F), con un diámetro interno de 35 mm, el cual se encuentra unido a la estructura del motor por medio de pernos 3/16”.

Figura 17. Sistema de transmisión de engranes cónicos rectos



4.4.1.1 Cálculos de engranes cónicos. A continuación se presentan los cálculos de los engranes cónicos rectos; como la relación de transmisión es de 1:1 solo es necesario calcular las dimensiones de un solo engrane.

Figura 18. Dimensiones principales de los engranes cónicos rectos



Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120.334 p.

En la figura 18, se pueden apreciar las dimensiones básicas a calcular de los engranes.

Siguiendo la metodología utilizada por Robert L. Mott, en su libro Diseño de elementos de máquinas³⁶ y teniendo en cuenta que el diámetro del eje del motor donde se va a montar el engrane primario es de 35 mm, se pueden calcular los siguientes parámetros,

Por geometría del sistema se estableció un diámetro de paso (D) de 5 pulgadas, ya que es proporcional a las dimensiones del lugar donde se va a montar, por lo tanto el paso diametral (Pd) es igual a 5 dientes/pulgada.

$$N = D * Pd$$

Donde:

- N= Número de dientes.
- D= Diámetro de paso (in).
- Pd =Paso diametral (Dientes/in).

Entonces;

$$N = 5 \text{ in} * 5 \frac{\text{Dientes}}{\text{in}} = 25 \text{ Dientes}$$

Comercialmente se recomienda utilizar un ángulo de presión de 20°, con el fin de evitar interferencia, con base en lo anterior, se puede definir el ángulo de paso (γ),

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{Np}{Ng} \right)$$

Donde:

- γ = Ángulo de paso.
- Np= Número de dientes del piñón.
- Ng= Número de dientes del engrane.

Como la relación de transmisión es de 1:1, el número de dientes del piñón es el mismo número de dientes del engranes; por lo tanto,

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{25 \text{ dientes}}{25 \text{ dientes}} \right) = 45^\circ$$

Con los anteriores datos se procede a calcular la geometría de los engranes cónicos rectos, como la distancia exterior del cono,

³⁶ Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120.330-350 p.

$$A_o = \frac{0,5 * D}{\text{sen}(\gamma)}$$

Donde:

- A_o = Distancia exterior en el cono (in).
- D = Diámetro de paso (in).
- γ = Ángulo de paso.

Entonces,

$$A_o = \frac{0,5 * 5 \text{ in}}{\text{sen}(45^\circ)} = 3,536 \text{ in}$$

Teniendo en cuenta la distancia exterior del cono, se puede determinar el ancho máximo de la cara,

$$F_{\text{máx}} = \frac{A_o}{3}$$

Donde:

- $F_{\text{máx}}$ =Ancho máximo de cara (in).
- A_o = Distancia exterior en el cono (in).

Entonces,

$$F_{\text{máx}} = \frac{3,536 \text{ in}}{3} = 1,179 \text{ in}$$

Se puede definir la distancia media del cono, por medio del ancho de cara y de la distancia exterior del cono,

$$A_m = A_o - (0,5 * F)$$

Donde:

- A_m = Distancia media del cono (in).
- A_o = Distancia exterior en el cono (in).
- F = Ancho de cara (in).

Entonces,

$$A_m = 3,536 \text{ in} - (0,5 * 1,179 \text{ in}) = 3,005 \text{ in}$$

Se calcula la profundidad media de trabajo con el paso diametral, la distancia media del cono y la distancia exterior,

$$h = \left(\frac{2}{P_d}\right) * \left(\frac{A_m}{A_o}\right)$$

Donde:

- h= Profundidad media de trabajo (in).
- Pd= Paso diametral (dientes/in).
- A_m= Distancia media del cono (in).
- A_o= Distancia exterior en el cono (in).

Entonces,

$$h = \left(\frac{2}{5 \text{ dientes/in}}\right) * \left(\frac{3,005 \text{ in}}{3,536 \text{ in}}\right) = 0,34 \text{ in}$$

Una vez obtenida la profundidad media de trabajo se puede determinar la holgura presente en los engranes cónicos rectos a utilizar,

$$c = 0,125 * h$$

Donde:

- c= Holgura.
- h= Profundidad media de trabajo (in).

Entonces,

$$c = 0,125 * 0,34 \text{ in} = 0,0425 \text{ in}$$

Para determinar el diámetro exterior del engrane cónico recto, es necesario determinar el factor medio de adendum,

$$c_1 = \frac{0,21 + 0,290}{m^2}$$

Donde:

- c₁= Factor medio de adendum.
- m= Relación de transmisión.

Entonces,

$$c_1 = \frac{0,21 + 0,290}{1^2} = 0,5$$

Con el factor medio de adendum, se puede determinar el adendum medio del engrane,

$$A = C_1 * h$$

Donde:

- A= Adendum medio de trabajo (in).
- c_1 = Factor medio de adendum.
- h= Profundidad media de trabajo (in).

Entonces,

$$A = C_1 * h = 0,5 * 0,34 \text{ in} = 0,17 \text{ in}$$

Con el adendum se puede determinar el Dedendum medio,

$$b = h - A$$

Donde:

- b= Dedendum medio (in).
- A= Adendum medio de trabajo (in).
- h= Profundidad media de trabajo (in).

Entonces,

$$b = 0,34 \text{ in} - 0,17 \text{ in} = 0,17 \text{ in}$$

Con lo anterior se puede determinar el ángulo de adendum y finalmente el diámetro exterior del engrane cónico recto,

$$\delta = \tan^{-1} \left(\frac{b}{A_m} \right)$$

Dónde:

- δ = Ángulo de adendum.
- b= Dedendum medio (in).
- A_m = Distancia media del cono (in).

Entonces,

$$\delta = \tan^{-1} \left(\frac{0,17 \text{ in}}{3,005 \text{ in}} \right) = 3,24^\circ$$

Finalmente se puede determinar el diámetro exterior del engrane cónico recto,

$$D_o = D + (2 * A * \cos(\gamma))$$

Donde:

- D_o = Diámetro externo (in).
- D= Diámetro de paso (in).

- A= Adendum medio de trabajo (in).
- γ = Ángulo de paso.

Entonces,

$$D_o = 5 \text{ in} + (2 * 0,17 \text{ in} * \cos(45^\circ)) = 5,3 \text{ in}$$

En la cuadro 20, se consignan los datos geométricos resumidos de los engranes cónicos rectos.

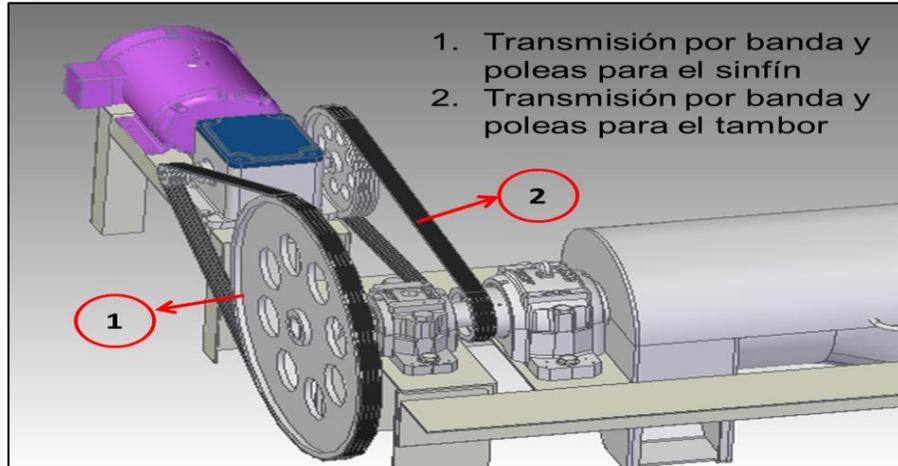
Cuadro 20. Geometría del engrane cónico recto

Descripción	Símbolo	Valor sistema inglés	Valor sistema internacional
Potencia	P	3 Hp	2,23 kW
Velocidad de giro	N	900 rpm	900 rpm
Velocidad angular	ω	94,248 rad/s	94,248 rad/s
Número de dientes	N	2 dte	2 dte
Paso diametral	Pd	5 dte/in	5 dte/in
Diámetro de paso	D	5 in	12,7 cm
Ancho de cara	F	1,2 in	3,04 cm
Ángulo de presión	ϕ	20°	20°
		0,349 rad	0,349 rad
Ángulo de paso engrane	γ	45°	45°
		0,785 rad	0,785 rad
Relación de transmisión	M	1	1
Distancia exterior en el cono	Ao	3,536 in	8,98 cm
Ancho máximo de la cara	Fmáx	1,179 in	3 cm
Distancia media del cono	Am	3,005 in	7,63 cm
Profundidad media de trabajo	H	0,34 in	0,86 cm
Holgura	c	0,0425 in	1,08 cm
Factor medio de adendum	c_1	0,5 in	1,27 cm
Adendum medio	A	0,17 in	0,4318 cm
Dedendum medio	b	0,17 in	0,4318 cm
Ángulo de Dedendum	δp	3,24 °	3,24 °
Diámetro exterior	do	5,3 in	13,5 cm

4.4.2 Sistema de transmisión por banda y poleas. En la figura 19, se pueden apreciar los dos sistemas de banda y poleas los cuales que van a impulsar el tornillo sinfín y el tambor, con sus respectivos parámetros operativos como son torque y velocidad angular establecidos anteriormente.

La transmisión por banda y polea es más económica y es más fácil de adquirir, que la transmisión por engranes, además de adaptarse mejor a la geometría de la máquina.

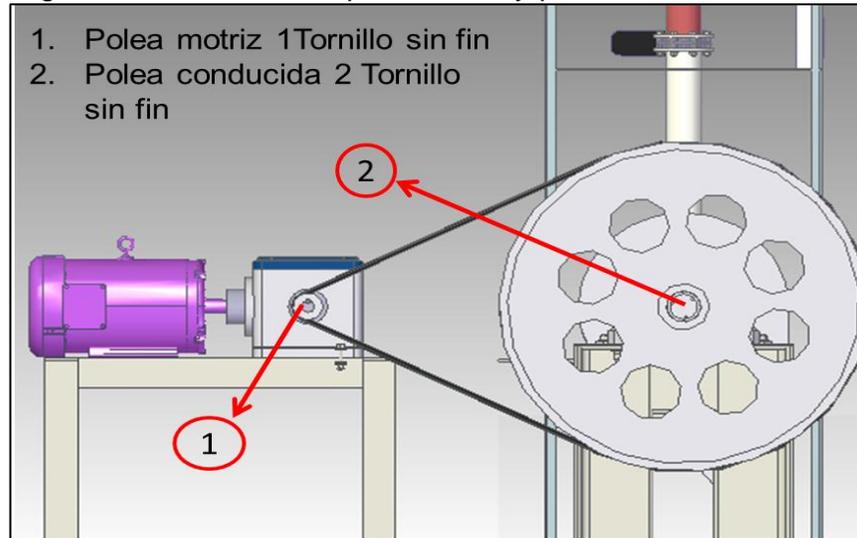
Figura 19. Transmisión por bandas y poleas



4.4.2.1 Diseño de transmisión por bandas y poleas en el tornillo sinfín. Lo que se busca con esta transmisión es reducir la velocidad angular de 900 rpm, velocidad que proporciona el motor, a 74,65 rpm, que es la velocidad que debe tener el tornillo sinfín.

En la figura 20, se pueden apreciar la polea motriz y la polea conducida del sistema; cuya geometría de la transmisión se calculó siguiendo la metodología empleada por Robert L. Mott en su libro titulado "Diseño de elementos de máquinas"³⁷.

Figura 20. Transmisión por bandas y poleas tornillo sinfín



³⁷ MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120.264 - 285 p.

Para diseñar el sistema de transmisión se debe tener en cuenta la potencia de diseño, debido a que contempla un factor de servicio, el cual se debe seleccionar del cuadro 21.

Cuadro 21. Factores de servicio para bandas en V

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal ² Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional Motores de CD: bobinado en serie bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

¹Síncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.
²Monofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 274 p.

El factor de servicio según el cuadro 21 es de 1, para un motor eléctrico de par torsional que trabaje menos de 6 horas por día, ya que se destinará para un laboratorio, que impulse el decantador centrífugo, Por lo tanto,

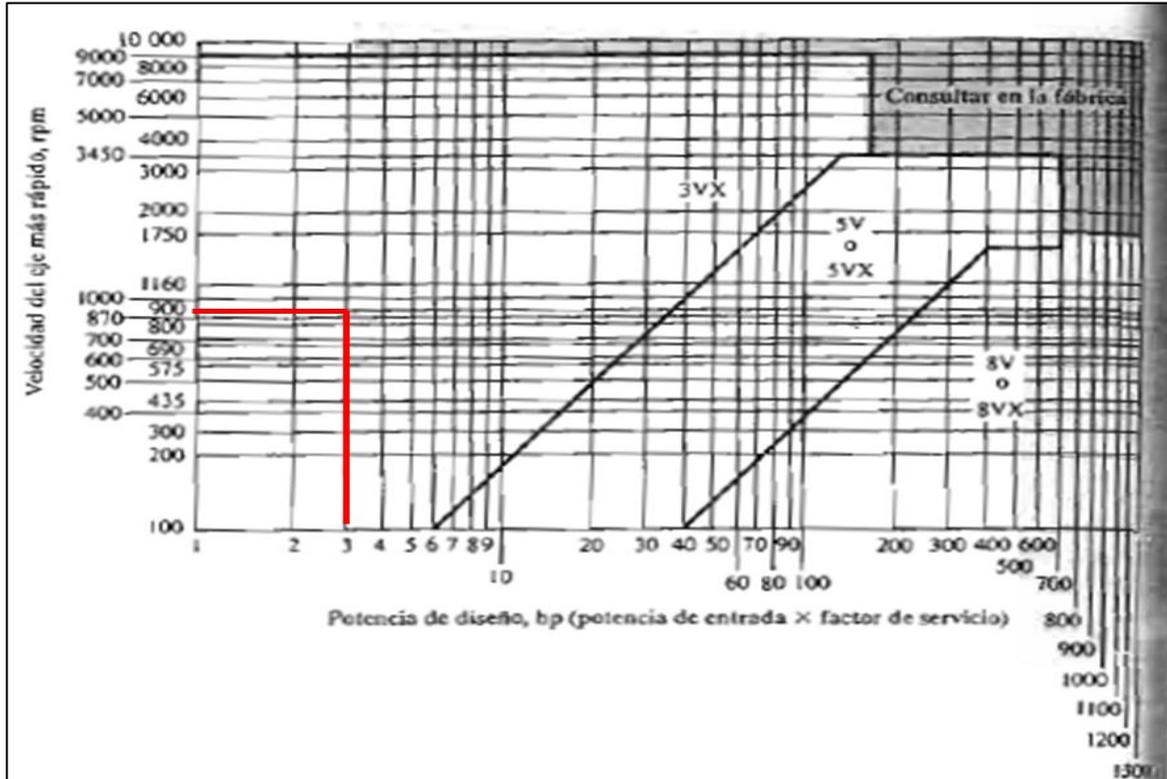
$$Potencia\ de\ diseño = Potencia\ del\ motor * Factor\ de\ servicio$$

Entonces,

$$Potencia\ de\ diseño = 3\ Hp * 1 = 3\ Hp$$

Teniendo la potencia de 3 Hp y la velocidad del eje más rápido de 900 Rpm, se puede determinar el tipo de banda por medio de la figura 21.

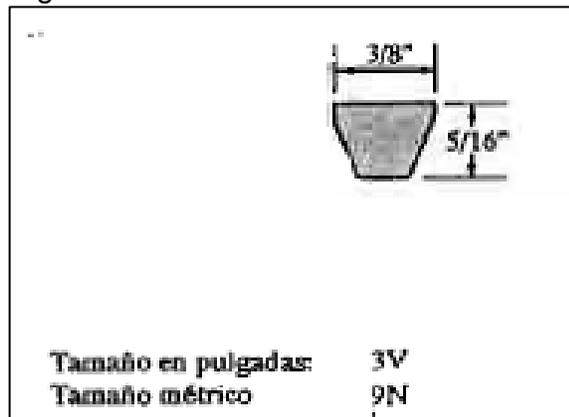
Figura 21. Potencia de diseño Vs Velocidad angular



Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 275 p.

Según la gráfica 3, se recomienda utilizar una banda 3V trapezoidal, de la empresa DAYCO con referencia 3V1320 (ver anexo G). En la figura 22 se pueden apreciar las dimensiones estandarizadas del perfil de esta banda.

Figura 22. Perfil de la banda 3V



MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 273 p.

A continuación se debe calcular la relación de velocidades nominales,

$$RVN = \frac{V_e}{V_s}$$

Donde:

- RVN= Relación de velocidades nominales.
- V_e =Velocidad de entrada (rpm).
- V_s = Velocidad de salida (rpm).

Entonces,

$$RVN = \frac{900 \text{ rpm}}{74,65 \text{ rpm}} = 12,056$$

Posteriormente se debe calcular el tamaño de la polea motriz que produzca una velocidad de banda de 700 pies/minuto, velocidad sugerida por Robert L. Mott en el libro de diseño de elementos de máquinas, como guía para seleccionar una polea de tamaño normal,

$$D_{1 \text{ Tentativo}} = \frac{12 * V_g}{\pi * V_e}$$

Donde:

- $D_{1 \text{ tentativo}}$ =Diámetro polea motriz (in).
- V_g = Velocidad de banda (pies/minuto).
- V_e = Velocidad de entrada (rpm).

Entonces,

$$D_{1 \text{ tentativo}} = \frac{12 * 700 \text{ pies/minuto}}{\pi * 900 \text{ rpm}} = 2,97$$

Se seleccionaron tamaños tentativos de la polea motriz y se calculó el tamaño adecuado de la polea conducida, de esta manera se seleccionó el tamaño estándar para la polea conducida; y se calculó la velocidad de salida real, como se puede apreciar en el cuadro 22.

Cuadro 22. Tamaños de poleas estándar para transmisión tornillo sinfín

Tamaño estándar de la polea motriz "D ₁ " (in)	Tamaño calculado polea motriz "TCM" (in)	Polea conducida estándar más cercana "D ₂ " (in)	Velocidad Real de salida "VRS" (Rpm)
	$TCM = D_1 * RVN$		$VRS = \left(\frac{D_2}{D_1}\right) * V_e$
2,95	35,5652	33,45	79,373
2,75	33,154	33,45	74
2,6	31,3456	33,45	69.95

Se seleccionó el tanteo subrayado en el cuadro 22, ya que solo se aparta un 1% de la velocidad de salida necesaria, por lo tanto el diámetro estándar de la polea motriz es de 2,75 in, el diámetro estándar de la polea conducida es de 33,45 in y la velocidad de salida real es de 74 rpm.

Se especifica una distancia tentativa entre centros, la cual es la distancia que se debe conservar entre el centro geométrico de la polea motriz, con el centro geométrico de la polea conductora, con el fin de calcular un intervalo nominal aceptable, dado por la siguiente ecuación,

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

Donde:

- D_2 = Diámetro estándar de la polea conducida (in).
- C = Distancia entre centros tentativa (in).
- D_1 = Diámetro estándar de la polea motriz (in).

Entonces,

$$\begin{aligned} 33,45 \text{ in} < C < 3(33,45 \text{ in} + 2,75 \text{ in}) \\ 33,45 \text{ in} < C < 108,6 \text{ in} \end{aligned}$$

Con la intención de conservar espacio, se probará con $C = 33,5$ in. Con esta distancia de centros tentativa, es posible determinar la longitud de la banda necesaria,

$$L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

Donde:

- C = Distancia entre centros tentativa (in).
- D_2 = Diámetro estándar de la polea conducida (in).
- D_1 = Diámetro estándar de la polea motriz (in).

Entonces,

$$L = 2 * (33,5 \text{ in}) + 1,57(33,45 \text{ in} + 2,75 \text{ in}) + \frac{(33,45 \text{ in} - 2,75 \text{ in})^2}{4 * 33,5 \text{ in}} = 130,86 \text{ in}$$

Con esta longitud tentativa, se busca una longitud de bandas estándar en el cuadro 23.

Cuadro 23. Longitud de bandas estándar

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	

Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120.277 p.

Se eligió la longitud de banda estándar de 132 pulgadas, con ella es posible calcular la distancia de centros real; para determinar dicha distancia es necesario primero deducir el factor de cálculo "B",

$$B = 4L - 6,28(D_2 - D_1)$$

Donde:

- B= Factor de cálculo (in).
- L= Longitud de bandas estándar.
- D₂ = Diámetro estándar de la polea conducida (in).
- D₁= Diámetro estándar de la polea motriz (in).

Entonces,

$$B = (4 * 132 \text{ in}) - 6,28(33,45 \text{ in} - 2,75 \text{ in}) = 300,664 \text{ in}$$

Una vez determinado el factor de cálculo B, es posible determinar la distancia de centros real,

$$C_{real} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32 (D_2 - D_1)^2}}{16}$$

Donde:

- C_{real} =Distancia de centros real (in).
- B= Factor de cálculo (in).
- D₂ =Diámetro estándar de la polea conducida (in).
- D₁= Diámetro estándar de la polea motriz (in).

Entonces,

$$C_{real} = \frac{300,664 \text{ in} + \sqrt{300,664 \text{ in}^2 - 32 (33,45 \text{ in} - 2,75 \text{ in})^2}}{16} = 34,1 \text{ in}$$

Por efectos de distancia se debe conservar un ángulo de contacto de la banda con las poleas,

$$\theta = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C_{real}} \right)$$

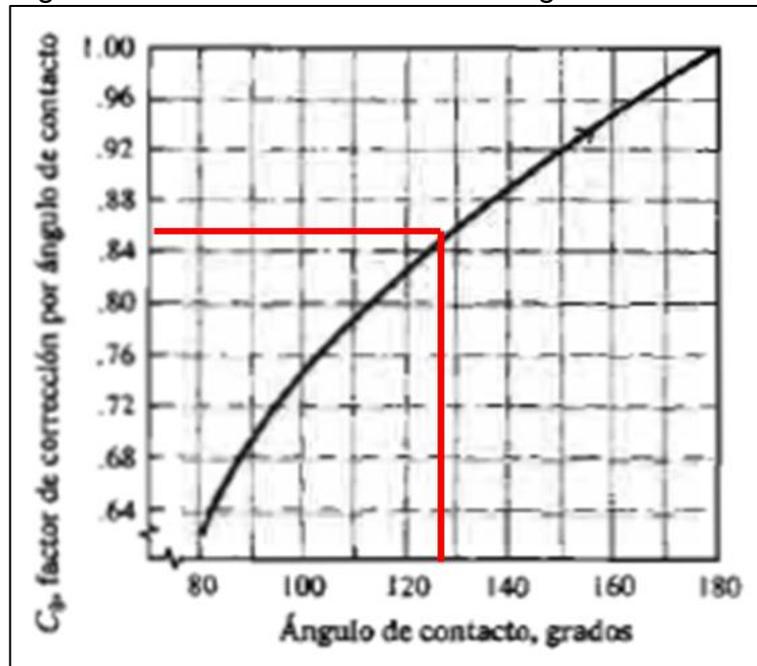
Donde,

- θ = Ángulo de contacto de la banda con las poleas.
- C_{real} = Distancia de centros real (in).
- D_2 = Diámetro estándar de la polea conducida (in).
- D_1 = Diámetro estándar de la polea motriz (in).

$$\theta = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{33,45 \text{ in} - 2,75 \text{ in}}{2 * 34,1 \text{ in}} \right) = 126,5^\circ$$

En la figura 23, se puede determinar el factor de corrección de ángulo de contacto,

Figura 23. Factor de corrección vs ángulo de contacto

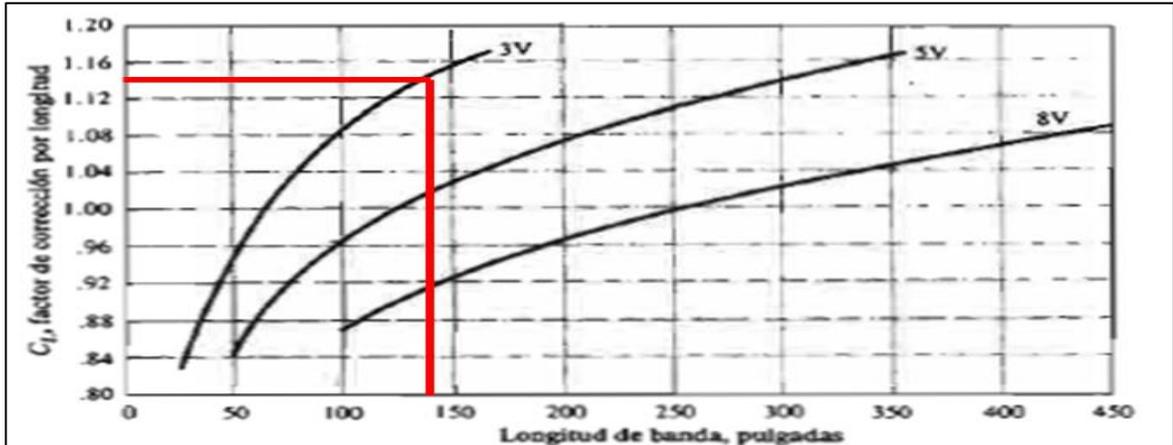


Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120.277 p

Al cruzar el ángulo de contacto de $126,5^\circ$ y la línea de tendencia, se determinó que el factor de corrección por ángulo de contacto es de 0,85.

En la figura 24, se puede determinar el factor de corrección de ángulo de longitud,

Figura 24. Factor de corrección vs Longitud de banda



Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 277 p.

Al cruzar la longitud de banda de 132 pulgadas y la línea de tendencia para bandas 3v, se determinó que el factor de corrección por longitud es de 1,16.

Los factores anteriormente determinados son utilizados para calcular la potencia corregida, dicha potencia contempla pérdidas de potencia por fricción y/o otro factor externo,

$$P_c = F_a * F_L * P_n$$

Donde:

- P_c = Potencia corregida (Hp).
- F_a = Factor de corrección por ángulo de contacto.
- F_L = Factor de corrección por longitud.
- P_n = Potencia nominal (HP).

Entonces,

$$P_c = 0,85 * 1,169 * 3 \text{ Hp} = 2,958 \text{ Hp}$$

Esta potencia corregida es la potencia real a transmitir, con base en ella es posible determinar el número de bandas,

$$\text{Número de bandas} = \frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Potencia corregida}}$$

Entonces,

$$\text{Número de bandas} = \frac{3 \text{ Hp}}{2,958 \text{ Hp}} = 1,014 \text{ bandas}$$

Es decir que el número de bandas necesarias para esta transmisión es de 1 banda.

Cuadro 24. Resumen transmisión por bandas y poleas para el tornillo sinfín

Descripción	Valor sistema inglés	Valor sistema internacional
Par torsional	3 hp	2,23 kW
W entrada	900 rpm	Rpm
W salida	74,65 rpm	Rpm
Paso 1		
Factor de servicio	1	
Potencia de diseño	3 Hp	2,23 KW
Paso 2		
Selección de la banda	3 V	
Paso 3		
Relación de velocidad	12,05626256	
Paso 4		
Velocidad de banda referencia	700 pies/min	3,55 m/s
Diámetro 1 Polea motriz	2,970892 pulg	7,54 cm
Paso 5		
Tamaño estándar de la polea motriz(D ₁)	2,75 pulg	6,98 cm
Polea estándar más cercana (D ₂)	33,45 pulg	84,96 cm
Nueva relación	12,16363636	
Velocidad de Salida Real	74	Rpm
Paso 6		
D ₂	33,45 pulg	84,96 cm
3(D ₂ +D ₁)	108,6 pulg	275,86 cm
Distancia entre centros tentativa ©=	33,5 pulg	85,09 cm
Paso 7		
Longitud de la banda necesaria=	130,867507 pulg	332,38 cm
Paso 8		
Longitud estándar más cerca	132 pulg	335,28 cm
B=	300,664	
Distancia de centros real C=	34,1 pulg	86,61 cm
Paso 9		
Ángulo de contacto de la banda en la polea (θ)=	126,5467716	°
Paso 10		
Factor de corrección (θ)=	0,85	
Factor de corrección L=	1,16	

Cuadro 24. (Continuación)

Descripción	Valor sistema inglés	Valor sistema internacional
Paso 11		
Potencia Corregida=	2,958 hp	2,19 kW
Número de bandas=	1,014198783	1

En el cuadro 24, se encuentra el resumen del diseño de la transmisión por bandas y poleas para el tornillo sinfín. Con base en los cálculos anteriormente realizados se escoge una polea comercial estándar de diámetro exterior de 2,75 pulgadas de la empresa Ducasse S.A con referencia 3 3V 2.80 JA (ver anexo H) y otra polea comercial estándar de diámetro exterior de 33,45 pulgadas con referencia 3 3V 33.50 SF (ver anexo I).

4.4.2.2 Diseño de transmisión de bandas y poleas en el tambor. Lo que se busca con esta transmisión es aumentar la velocidad angular de 900 rpm, la cual es la velocidad que proporciona el motor, a 1800 rpm, que es la velocidad que debe tener el tambor, cuya finalidad es crear junto con el movimiento del tornillo sinfín una fuerza centrífuga que permita separar la lechada de crudo de almidón de la semilla de quinua.

Empleando la metodología anteriormente planteada en el numeral 4.4.2.1, se procedió a determinar los tamaños de las poleas.

Se recomienda utilizar una banda 3V trapezoidal, de la empresa DAYCO con referencia 3V1000 (ver anexo J).

Cuadro 25. Tamaños de poleas estándar para transmisión del tambor

Tamaño estándar de la polea motriz "D ₁ " (in)	Tamaño calculado polea motriz "TCM" (in)	Polea conducida estándar más cercana "D ₂ " (in)	Velocidad Real de salida "VRS" (Rpm)
	$TCM = D_1 * RVN$		$VRS = \left(\frac{D_2}{D_1}\right) * V_e$
18,95	9,475	10,55	1616,58
13,95	6,975	6,85	1832,85
10,55	5,275	5,25	1808,6

Se seleccionó el tanteo subrayado en el cuadro 25, ya que se requiere un diámetro proporcional a el eje al cual va estar sujeto y su velocidad es cercana a la necesaria, por lo tanto el diámetro estándar de la polea motriz es de 13,95 in, el diámetro estándar de la polea conducida es de 6,85 in y la velocidad de salida real es de 1832,85 rpm.

Con el objetivo de simplificar el presente documento, en el cuadro 26 se puede apreciar un resumen del diseño de la transmisión, siguiendo la metodología planteada en el numeral anterior.

Cuadro 26. Resumen transmisión de bandas y poleas para el tambor

Descripción	Valor sistema inglés	Valor sistema internacional
Par torsional	3 hp	2,23 kW
W entrada	900 rpm	rpm
W salida	1800 rpm	rpm
Paso 1		
Factor de servicio	1	
Potencia de diseño	3 Hp	2,23 KW
Paso 2		
Selección de la banda	3V	
Paso 3		
Relación de velocidad	0,5	
Paso 4		
Velocidad de banda referencia	3300 pies/min	16,764 m/s
Diámetro 1 Polea motriz	14,0056349 pulg	35,56 cm
Paso 5		
Tamaño estándar de la polea motriz(D_1)	13,95 pulg	35,43 cm
Polea estándar más cercana (D_2)	6,85 pulg	17,4 cm
Nueva relación	2,0364963 pulg	cm
Velocidad de Salida Real	1833	Rpm
Paso 6		
D_2	6,85 pulg	17,4 cm
$3(D_2+D_1)$	62,4 pulg	158,49 cm
Distancia entre centros tentativa $C_0=$	32 pulg	81,28 cm
Paso 7		
Longitud de la banda necesaria= $L_0=$	97,049828 pulg	246,50 cm
Paso 8		
Longitud estándar más cerca	100 pulg	254 cm
$B=$	269,376	
Distancia de centros real $C=$	33,5 pulg	85,09 cm
Paso 9		
Ángulo de contacto de la banda en la polea (θ)= $\theta_1=$	167,8279682	°
Paso 10		
Factor de corrección (θ)= $K_1=$	0,97	
Factor de corrección $L=$	1,08	
Paso 11		
Potencia Corregida= $P_1=$	3,1428 HP	2,348 kW
Número de bandas= $Z=$	0,95456281	1

Con base en los cálculos anteriormente realizados se escoge una polea comercial estándar de diámetro exterior de 13,95 pulgadas de la empresa Ducasse S.A con

referencia 3 3V 14.00 SK (ver anexo K) y otra polea comercial estándar de diámetro exterior de 6,85 pulgadas con referencia 3 3V 6.90 SDS (ver anexo L).

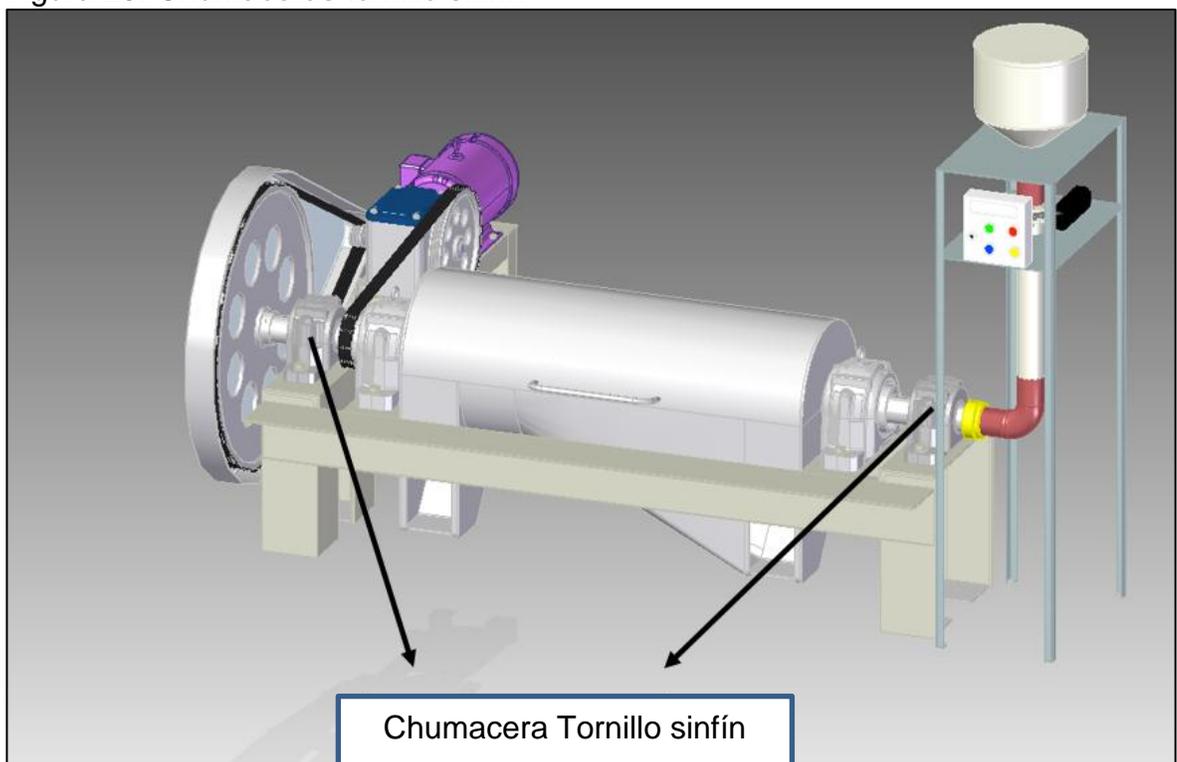
4.5 SELECCIÓN DE LAS CHUMACERAS

Se seleccionaron las chumaceras teniendo en cuenta diferentes criterios como son: la geometría, es decir, el diámetro de tubería al cual será acoplada y a la fuerza tanto radial como axial a la cual estarán sometidas.

A continuación se determinaron las fuerzas aplicadas en las chumaceras, tanto las que soportan al tornillo sinfín, como las que soportan al tambor, para posteriormente aplicar estas fuerzas para el cálculo de las estructuras.

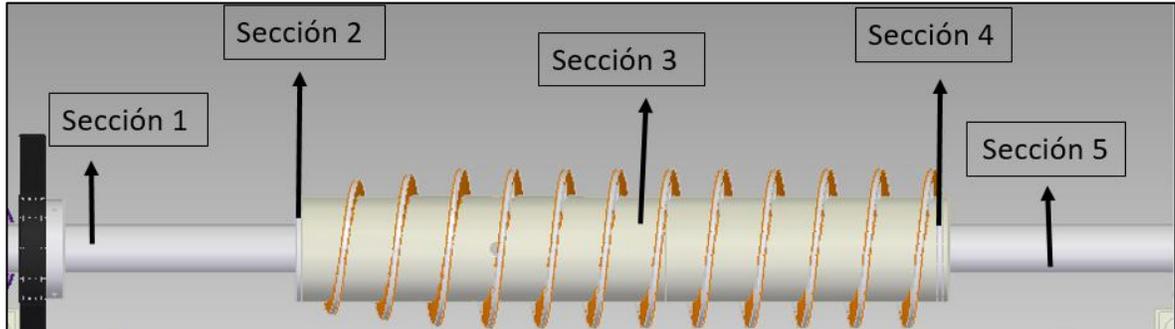
4.5.1 Fuerza aplicada en la chumacera del tornillo sinfín. Para determinar ésta fuerza se tiene que tener en cuenta el total de peso de la tubería del tornillo sinfín, el peso del disco retenedor de la mezcla y el peso de la polea acoplada a la tubería del tornillo sinfín. En la figura 25, se puede apreciar la posición de las chumaceras que soportan el tornillo sinfín.

Figura 25. Chumaceras tornillo sinfín



4.5.1.1 Peso de la tubería del tornillo sinfín. Se calcula el peso de manera consecutiva respecto a los cambios de sección ilustrados en la figura 26 que tenga la tubería del tornillo sinfín. Todas las secciones del tornillo sinfín son de tubería recta.

Figura 26. Secciones del tornillo sinfín



- Sección 1. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$Volumen = \frac{\pi}{4} * L * (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{sección 1} = \frac{\pi}{4} * 716,08mm * (80^2 - 65,78^2)mm^2$$

$$V_{sección 1} = 1165866,887 mm^3 \left(\frac{1m^3}{(1000mm)^3} \right) = 0,01165867 m^3$$

- Sección 2. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$Volumen = \frac{\pi}{4} * L * (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{sección 2} = \frac{\pi}{4} * 7,11mm * (168,28^2 - 65,78^2)mm^2$$

$$V_{\text{sección 2}} = 133970,9226 \text{ mm}^3 \left(\frac{1\text{m}^3}{(1000\text{mm})^3} \right) = 0,000133971 \text{ m}^3$$

- Sección 3. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$Volumen = \frac{\pi}{4} * L * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{\text{sección 3}} = \frac{\pi}{4} * 985,78 \text{ mm} * (168,28^2 - 154,06^2) \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{sección 3}} = 3548817,63 \text{ mm}^3 \left(\frac{1\text{m}^3}{(1000\text{mm})^3} \right) = 0,00354882 \text{ m}^3$$

- Sección 4. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$Volumen = \frac{\pi}{4} * L * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{\text{sección 4}} = \frac{\pi}{4} * 7,11\text{mm} * (168,28^2 - 65,78^2) \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{sección 4}} = 133970,9226 \text{ mm}^3 \left(\frac{1\text{m}^3}{(1000\text{mm})^3} \right) = 0,000133971 \text{ m}^3$$

- Sección 5. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$Volumen = \frac{\pi}{4} * L * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).

- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro interior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{\text{sección 5}} = \frac{\pi}{4} * 515\text{mm} * (80^2 - 65,78^2)\text{mm}^2$$

$$V_{\text{sección 5}} = 838483,755 \text{ mm}^3 \left(\frac{1\text{m}^3}{(1000\text{mm})^3} \right) = 0,00083848 \text{ m}^3$$

El volumen total del tornillo sinfín está dado por la sumatoria de las secciones anteriormente mencionadas.

$$\text{Total volumen tornillo sinfín} = V_{\text{sección1}} + V_{\text{sección2}} + V_{\text{sección3}} + V_{\text{sección4}} + V_{\text{sección5}}$$

$$\text{Total volumen tornillo sinfín} = (0,001165867 + 0,000133971 + 0,00354882 + 0,00013397 + 0,00083848)\text{m}^3$$

$$\text{Total volumen tornillo sinfín} = 0,00582111 \text{ m}^3$$

Por medio de la densidad del acero inoxidable SAE 304, y el volumen anteriormente determinado, se puede calcular la masa del tornillo sinfín.

$$m = V * \rho$$

Donde:

- m= masa del tornillo sinfín (gr).
- V= Volumen del tornillo sinfín (cm³).
- ρ= Densidad del acero inoxidable SAE 304.

Entonces,

$$\text{masa tornillo sinfín} = 7,93 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 0,00582111\text{m}^3 * \left(\frac{(100 \text{ cm})^3}{1\text{m}^3} \right)$$

$$\text{masa tornillo sinfín} = 46161,40323 \text{ g} * \left(\frac{1\text{kg}}{1000\text{g}} \right) = 46,16140323 \text{ Kg}$$

4.5.1.2 Peso del disco retenedor de mezcla. Es el disco encargado de bloquear el paso de la mezcla hacia el final del tornillo sinfín y obligar a la mezcla a salir hacia el tambor. Este se tiene que tener en cuenta para el cálculo de la fuerza aplicada en la chumacera del tornillo sinfín.

$$\text{Volumen} = \frac{\pi}{4} * L * D^2$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- D = Diámetro Disco retenedor (mm).

Entonces,

$$V \text{ disco retenedor} = \frac{\pi}{4} * 5 \text{ mm} * 154,06 \text{ mm}^2$$

$$V \text{ disco retenedor} = 99205,09914 \text{ mm}^3 \left(\frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right) = 9,32051 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Por medio de la densidad del acero inoxidable SAE 304 y el volumen anteriormente determinado, se puede calcular la masa del disco retenedor.

$$m = V * \rho$$

Donde:

- m= masa disco retenedor (gr).
- V= Volumen del disco retenedor (cm³).
- ρ= Densidad del acero inoxidable SAE 304.

Entonces,

$$\text{masa disco retenedor} = 7,93 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 9,32051 \times 10^{-5} \text{ m}^3 * \left(\frac{(100 \text{ cm})^3}{1 \text{ m}^3} \right)$$

$$\text{masa disco retenedor} = 739,1164362 \text{ g} \left(\frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} \right) = 0,739116436 \text{ Kg}$$

4.5.1.3 Peso de la polea acoplada al tornillo sinfín. Por medio de los cálculos realizados en el capítulo 4.4.2, se selecciona una polea comercial (ver anexo I),

$$\text{peso polea tornillo sinfín} = 30 \text{ Kg}$$

Para determinar la fuerza total aplicada en la chumacera que soporta el tornillo sinfín. Se toma en cuenta la fuerza radial, ya que la axial es despreciable debido a la baja presión ejercida.

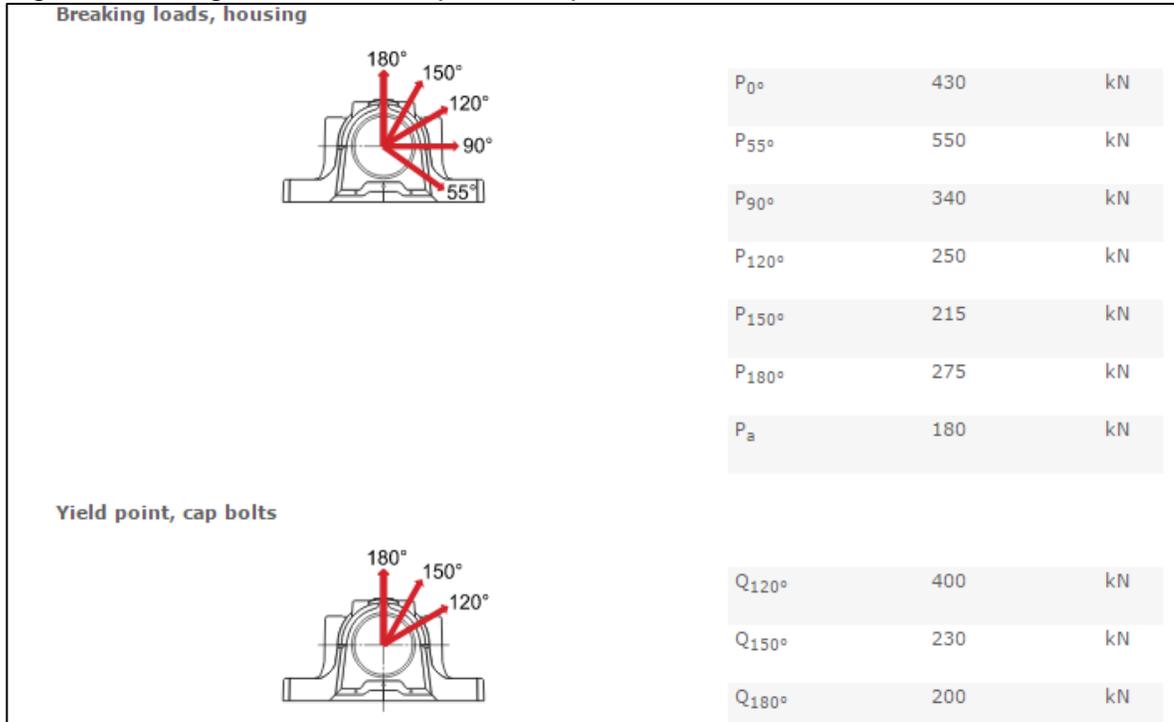
$$\begin{aligned} \text{fuerza soportada la chumacera del tornillo sinfín} = \\ \left(\left(\frac{\text{masa tubería sin tornillo sinfín} + \text{masa disco retenedor}}{2} \right) + \right. \\ \left. \text{masa de la polea tornillo sinfín} \right) * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{fuerza soportada la chumacera del tornillo sinfín} = \left(\left(\frac{46,1614 \text{ Kg} + 0,73911 \text{ Kg}}{2} \right) + \right. \\ \left. 30 \text{ Kg} \right) * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} = 817,8125 \text{ N} \end{aligned}$$

Para la selección de las Chumacera del tornillo sinfín se tiene en cuenta la carga radial determinada anteriormente y ejercida principalmente por la tubería del tornillo sinfín, el disco retenedor y la polea acoplada a este; se seleccionó la chumacera con designación SNL 518-615 del catálogo de la SKF (ver anexo M).

En la figura 27 se puede observar que las cargas máximas radiales de rotura en la carcasa y en los pernos de la tapa, son 275000 N y 200000 N respectivamente.

Figura 27. Cargas máximas soportadas por la chumacera SNL 518-615

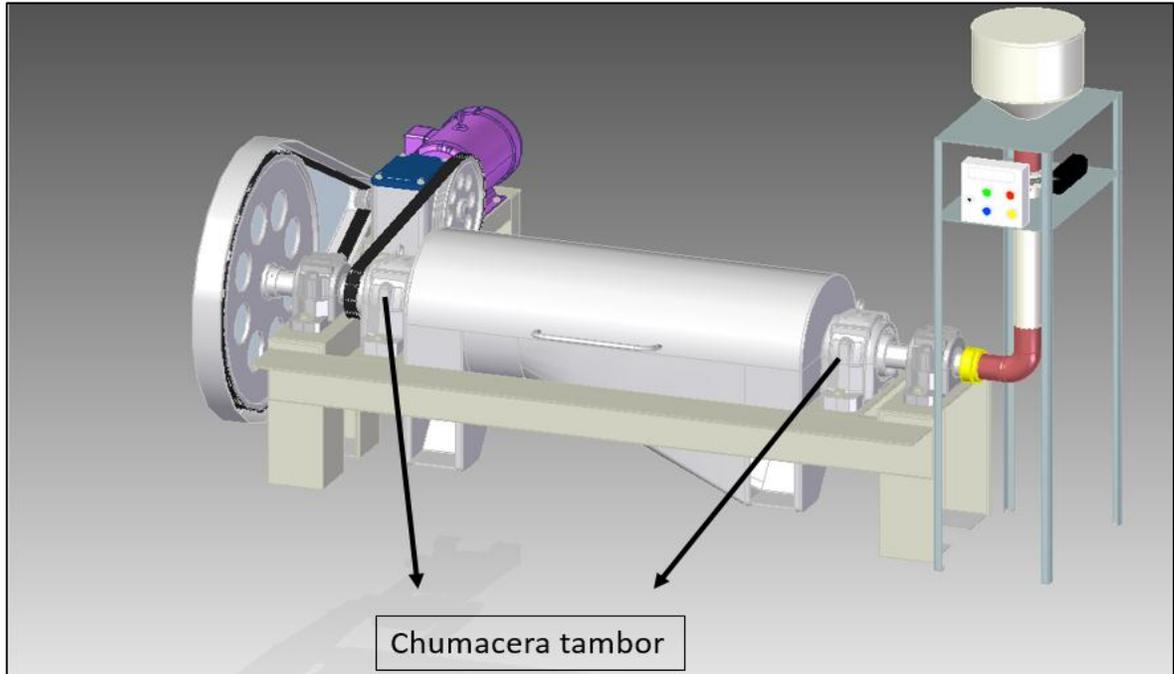


Fuente: SKF. House Bearings. [Consultado el 8/6/2016]. Disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-6-series>

Apreciando la figura 27 se puede dar certeza que la carga radial que soportará la chumacera, la cual es de 817,8125 N, es demasiado pequeña comparada con las cargas máximas radiales soportadas por la chumacera, lo cual quiere decir que la chumacera SNL 518-615 soportara sin problemas la tubería del tornillo sinfín, el disco retenedor y la polea.

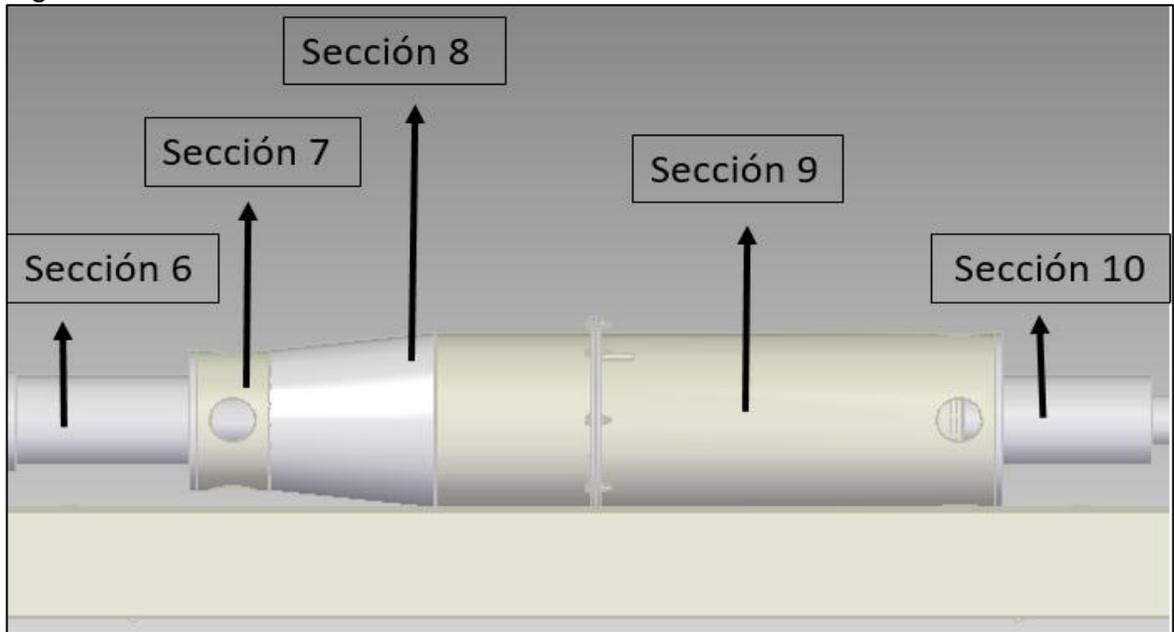
4.5.2 Fuerza aplicada en la chumacera del tambor. Para determinar la fuerza que será aplicada en la chumacera, se tiene que tener en cuenta el peso total de la tubería del tambor, el peso de la mezcla, el peso de la polea acoplada a la tubería del tambor. En la figura 28, se puede apreciar la posición de las chumaceras que soportar el tambor.

Figura 28. Chumaceras del tambor



4.5.2.1 Peso de la tubería del tambor. Se calcula el peso de manera consecutiva respecto a los cambios de sección ilustrados en la figura 29 que tenga la tubería del tambor.

Figura 29. Secciones del tambor



- Sección 6. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$Volumen = \frac{\pi}{4} * L * (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{sección\ 6} = \frac{\pi}{4} * 315mm * (110^2 - 95,4^2)mm^2$$

$$V_{sección\ 6} = 741914,2799\ mm^3 \left(\frac{1m^3}{(1000mm)^3} \right) = 0,000741914\ m^3$$

- Sección 7. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$Volumen = \frac{\pi}{4} * L * (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{sección\ 7} = \frac{\pi}{4} * 120mm * (219^2 - 200,46^2)mm^2$$

$$V_{sección\ 7} = 732945,0392\ mm^3 \left(\frac{1m^3}{(1000mm)^3} \right) = 0,000732945\ m^3$$

- Sección 8. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería cónica.

$$Volumen = \frac{\pi}{3} * L * [(R_1^2 - R_2^2) + (R_3^2 - R_4^2) + ((R_1 - R_2) * (R_3 - R_4))]$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- R₁= Radio exterior mayor (mm).
- R₂= Radio interior mayor (mm).
- R₃= Radio exterior menor (mm).
- R₄= Radio interior menor (mm).

Entonces,

$$V_{\text{sección 8}} = \frac{\pi}{3} * 250 \text{ mm} * ((136,525^2 - (127,255^2) + (109,5^2 - 100,23^2) + ((136,25 - 127,255) * (109,5 - 100,23)))) \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{sección 8}} = 1171649,28 \text{ mm}^3 \left(\frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right) = 0,00117165 \text{ m}^3$$

• Sección 9. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$V_{\text{volumen}} = \frac{\pi}{4} * L * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

$$V_{\text{sección 9}} = \frac{\pi}{4} * 840,73 \text{ mm} * (273,05^2 - 254,51^2) \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{sección 9}} = 6458445,74 \text{ mm}^3 \left(\frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right) = 0,00645845 \text{ m}^3$$

• Sección 10. Se calcula el volumen con respecto a la ecuación para tubería recta.

$$V_{\text{volumen}} = \frac{\pi}{4} * L * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

$$V_{\text{sección 10}} = \frac{\pi}{4} * 225 \text{ mm} * (100^2 - 95,4^2) \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{sección 10}} = 158838,139 \text{ mm}^3 \left(\frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right) = 0,00015884 \text{ m}^3$$

El total del volumen del tambor está dado por la sumatoria de las secciones anteriormente mencionadas.

$$\text{Total volumen tambor} = V_{\text{seccion6}} + V_{\text{seccion7}} + V_{\text{seccion8}} + V_{\text{seccion9}} + V_{\text{seccion10}}$$

$$\text{Total volumen tambor} = (0,000741914 + 0,000732945 + 0,00117165 + 0,00645845 + 0,00015884)m^3$$

$$\text{Total volumen tambor} = 0,009263792 m^3$$

Por medio de la densidad del acero inoxidable SAE 304, y el volumen anteriormente determinado, se puede calcular la masa del tambor.

$$m = V * \rho$$

Donde:

- m= Masa tambor (gr).
- V= Volumen del tambor (cm³).
- ρ= Densidad del acero inoxidable SAE 304.

Entonces,

$$\text{masa tambor} = 7,93 \frac{g}{cm^3} * 0,009263792 m^3 * \left(\frac{(100 cm)^3}{1m^3} \right)$$

$$\text{masa tambor} = 73461,87441 g * \left(\frac{1kg}{1000g} \right) = 73,46187441 Kg$$

4.5.2.2 Peso de la mezcla. El peso de la mezcla se tiene en cuenta dentro de los cálculos de la chumacera del tambor debido a que se encuentra en constante giro; por acciones de la fuerza centrífuga la mezcla hará contacto con las paredes del tambor.

$$\text{masa de la mezcla} = \text{masa de quinua} + \text{masa de agua}$$

$$\text{masa de la mezcla} = 5 Kg \text{ quinua} + 15 Kg \text{ agua} = 20 Kg \text{ mezcla}$$

4.5.2.3 Peso de la polea acoplada al tambor. Por medio de los cálculos realizados en el capítulo 4.4.2, se selecciona una polea comercial (ver anexo L),

$$\text{peso polea tambor} = 2 Kg$$

Para determinar la fuerza total aplicada en la chumacera que soporta el tambor, se toma en cuenta la fuerza radial, ya que la axial es despreciable debido a la baja presión ejercida.

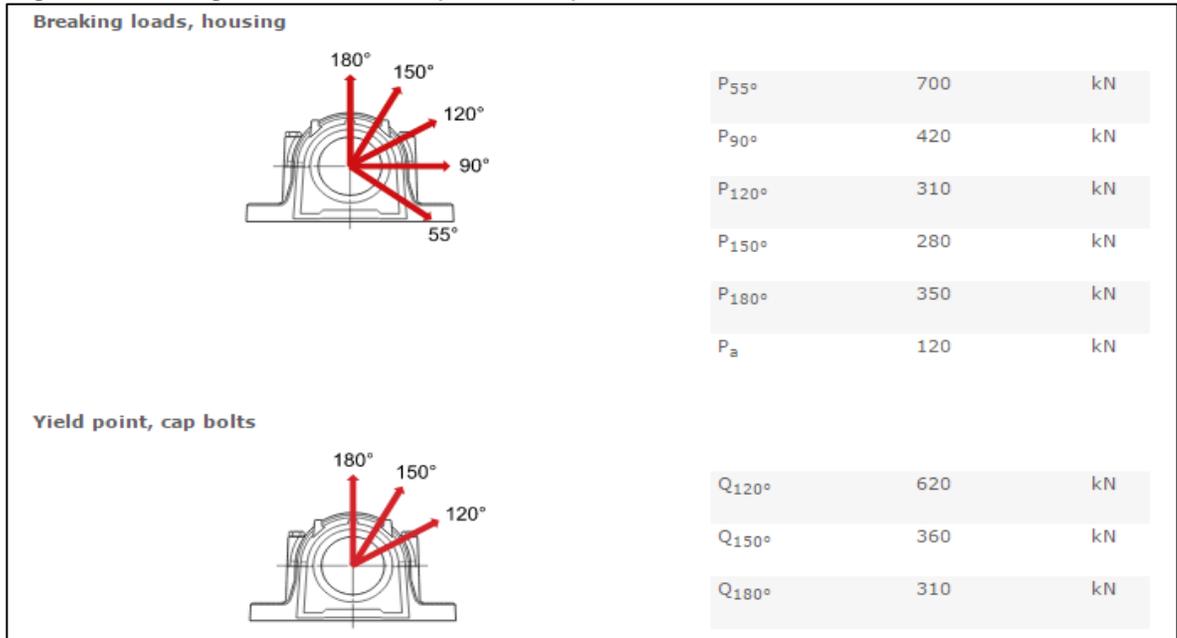
$$\text{fuerza soportada por la chumacera del tambor} = \left(\frac{\text{masa tambor} + \text{masa de la mezcla}}{2} \right) + \text{masa de la polea del tambor} * 9,8 \frac{m}{seg^2}$$

$$fuerza\ soportada\ por\ la\ chumacera\ del\ tambor = \left(\left(\frac{73,4618\ Kg + 20\ Kg}{2} \right) + 2\ Kg \right) * 9,8 \frac{m}{seg^2} = 477,5631\ N$$

Para la selección de la chumacera del tambor, se tienen en cuenta los cálculos realizados anteriormente, en donde se tiene la carga radial soportada por la chumacera y ejercida principalmente por la tubería del tambor, la masa de la mezcla y la polea acoplada a este; se seleccionó la chumacera con designación SNLN 3028 del catálogo de la SKF (ver anexo N).

En la figura 30, se pueden observar que las cargas máximas radiales de rotura en la carcasa y en los pernos de la tapa, las cuales son 350000 N y 310000 N respectivamente.

Figura 30. Cargas máximas soportadas por la chumacera SNLN 3028



Fuente: SKF. House Bearings. [Consultado el 8/6/2016]. Disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-6-series>

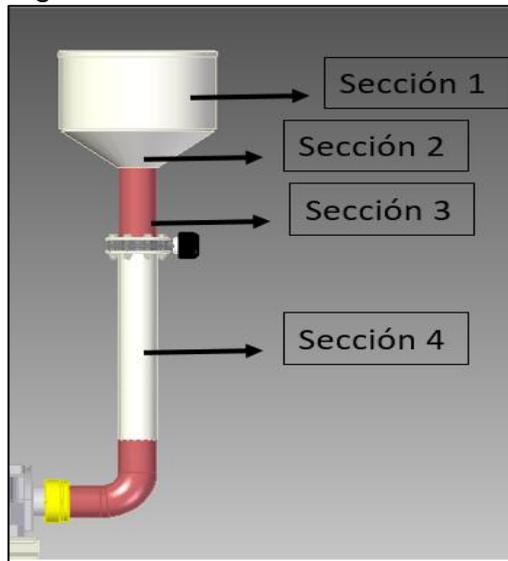
Apreciando la figura 30 se puede dar certeza que la carga radial que soportará la chumacera la cual es de 477,5631 N, es demasiado pequeña comparada con las cargas máximas radiales soportadas por la chumacera, lo cual quiere decir que la chumacera SNLN 3028 soportara sin problemas la tubería del tambor, la masa de la mezcla y la polea.

4.6 DISEÑO DEL DOSIFICADOR

En este capítulo, se diseñará el dosificador con el fin de determinar el volumen almacenado y el peso para aplicarlo como una fuerza en los cálculos de su respectiva estructura.

4.6.1 Volumen almacenado por el dosificador. Para realizar el diseño del dosificador, se tiene que garantizar que los 19 Litros de mezcla (15 litros de agua y 4 de quinua) se puedan almacenar sin ningún problema antes de la válvula de mariposa. Este volumen se calcula por medio de las secciones ilustradas en la figura 31.

Figura 31. Secciones del dosificador



Los diámetros externos de la tubería se escogen a criterio propio y los diámetros internos se calculan con el fin de mantener el espesor de 7,11 mm.

• Sección 1. Para determinar el volumen de la tubería recta de entrada de material, es necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$V \text{ sección } 1 = \pi r^2 L$$

Donde:

- r= radio de la sección (mm).
- L= Longitud de la sección (mm).

Entonces,

$$V \text{ sección } 1 = \pi * (162,89\text{mm})^2 * 200\text{mm}$$

$$V \text{ sección } 1 = 16671271,14 \text{ mm}^3 * \frac{1 \times 10^{-6} L}{1 \text{ mm}^3} = 16,6712 L$$

• Sección 2. Para determinar el volumen de la tubería cónica, es necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$V \text{ sección 2} = \frac{1}{3}\pi \left[L \left(r_{ext}^2 + r_{int}^2 + (r_{ext} * r_{int}) \right) \right]$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- r_{ext} = Radio exterior (mm).
- r_{int} = Radio interior (mm).

Entonces,

$$V \text{ sección 2} = \frac{1}{3}(\pi * 100 \text{ mm} ((162,89 \text{ mm})^2 + (32,89 \text{ mm})^2 + (162,89 \text{ mm} * 32,89 \text{ mm})))$$

$$V \text{ sección 2} = 3452857,08 \text{ mm}^3 * \frac{1 \times 10^{-6} L}{1 \text{ mm}^3} = 3,4528 \text{ L}$$

• Sección 3. Para determinar el volumen de la tubería recta de salida de material., es necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$V \text{ sección 3} = \pi r^2 L$$

Donde:

- r= radio de la sección (mm).
- L= Longitud de la sección (mm).

Entonces,

$$V \text{ sección 3} = \pi * (32,89 \text{ mm})^2 * 200 \text{ mm}$$

$$V \text{ sección 3} = 679684,89 \text{ mm}^3 * \frac{1 \times 10^{-6} L}{1 \text{ mm}^3} = 0,6796 \text{ L}$$

Para determinar el volumen total de almacenamiento del dosificador, es necesario sumar las secciones anteriormente mencionadas:

$$Volumen \text{ total de almacenamiento} = Volumen 1 + Volumen 2 + Volumen 3$$

$$Volumen \text{ total de almacenamiento} = 16,6712 \text{ L} + 3,4528 \text{ L} + 0,6796 \text{ L}$$

$$Volumen \text{ total de almacenamiento} = 20,80 \text{ L}$$

En conclusión el dosificador podrá almacenar los 19 litros de mezcla antes de la válvula de mariposa sin ningún problema ya que el volumen de almacenamiento es de 20, 80 Litros.

4.6.2 Selección de la válvula dosificadora. La válvula seleccionada para restringir y dejar fluir la mezcla es la válvula de mariposa, debido que es una de las válvulas más versátiles, livianas y con múltiple adaptación a las solicitudes de la industria, presiones, temperaturas, tamaños etc.

Debido al poco desgaste, el movimiento sencillo de rotación de 90° del eje y la poca fricción, equivalen a un menor par necesario para la apertura de la compuerta, por lo tanto se convierte en una válvula de fácil manejo, fácil mantenimiento y de precio económico. Los actuadores de las válvulas de mariposa pueden ser manuales, hidráulicos, neumáticos o con sistema eléctrico, en este caso se utilizara de manera eléctrica para desarrollar un proceso más automatizado y con más facilidad de manejo en todo el sistema (ver anexo O).

De acuerdo con esto se seleccionó una válvula de mariposa tipo Wafer Proinval con actuador eléctrico, con las siguientes características ilustradas en el cuadro 27:

Cuadro 27. Válvula mariposa

Válvula mariposa tipo Wafer Proinval (actuador eléctrico)					
Diámetro	Peso	Par de maniobra	Voltaje	Amperaje	Potencia
80 mm	6,9 Kg	27 N m	24V AC/DC 110-220 AC	0,5 A	15 W

Fuente: PROINVAL. Válvulas de mariposa. [Consultado el 1/6/2016]. Disponible en: <a href='http://www.groupproinval.com/uploadsSystem/shopping/files/files/fxxfpwcbgisticstargabiefq.pdf

4.6.3 Peso de la tubería del dosificador. Es necesario el cálculo del peso del dosificador debido a que se debe tener en cuenta para el cálculo de vigas y posteriormente para el cálculo de las columnas del sistema estructural. Por ello primero se procede a calcular el volumen de las secciones correspondientes al dosificador.

- Sección 1. Tubería recta de entrada de material.

$$V_{sección\ 1} = \frac{\pi}{4} * L * (D_{ext}^2 - D_{int}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro exterior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{sección\ 1} = \frac{\pi}{4} * 200\ mm * (340^2 - 324,54^2)mm^2$$

$$V_{\text{sección 1}} = 1613802,908 \text{ mm}^3 \left(\frac{1\text{m}^3}{(1000\text{mm})^3} \right) = 0,00161380 \text{ m}^3$$

- Sección 2. Tubería cónica.

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- R₁= Radio exterior mayor (mm).
- R₂= Radio interior mayor (mm).
- R₃= Radio exterior menor (mm).
- R₄ = Radio interior menor (mm).

Entonces,

$$V_{\text{sección 2}} = \frac{\pi}{3} * L * ((R_1^2 - R_2^2) + (R_3^2 - R_4^2) + ((R_1 - R_2) * (R_3 - R_4)))$$

$$V_{\text{sección 2}} = \frac{\pi}{3} * 100 \text{ mm} * ((170^2 - (162,89^2) + (40^2 - 32,89^2) + ((170 - 162,89) * (40 - 32,89)))) \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{sección 2}} = 307420,32 \text{ mm}^3 \left(\frac{1\text{m}^3}{(1000\text{mm})^3} \right) = 0,000307420 \text{ m}^3$$

- Sección 3. Tubería recta salida de material.

$$V_{\text{sección 3}} = \frac{\pi}{4} * L * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- D_{ext} = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- D_{int} = Diámetro exterior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{\text{sección 3}} = \frac{\pi}{4} * 200 \text{ mm} * (80^2 - 65,78^2) \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{sección 3}} = 325624,7591 \text{ mm}^3 \left(\frac{1\text{m}^3}{(1000\text{mm})^3} \right) = 0,000325624 \text{ m}^3$$

- Sección 4. Tubería recta continua a la válvula.

$$V_{\text{sección 4}} = \frac{\pi}{4} * L * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2)$$

Donde:

- L= Longitud de sección (mm).
- Dext = Diámetro exterior de la tubería (mm).
- Dint = Diámetro interior de la tubería (mm).

Entonces,

$$V_{\text{sección 4}} = \frac{\pi}{4} * 478,07 \text{ mm} * (80^2 - 65,78^2) \text{ mm}^2$$

$$V_{\text{sección 4}} = 778357,143 \text{ mm}^3 \left(\frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right) = 0,000778357 \text{ m}^3$$

Para determinar el volumen total del dosificador es necesario sumar las secciones de éste:

$$\text{Total volumen dosificador} = V_{\text{sección 1}} + V_{\text{sección 2}} + V_{\text{sección 3}} + V_{\text{sección 4}}$$

$$\text{Total volumen dosificador} = (0,00161380 + 0,000307420 + 0,000325624 + 0,000778357) \text{ m}^3$$

$$\text{Total volumen dosificador} = 0,003025 \text{ m}^3$$

Por medio de la densidad del acero inoxidable SAE 304, y el volumen anteriormente determinado, se puede calcular la masa del dosificador.

$$m = V * \rho$$

Donde:

- m= Masa dosificador (gr).
- V= Volumen del dosificador (cm³).
- ρ= Densidad del acero inoxidable SAE 304.

Entonces,

$$\text{masa dosificador} = 7,93 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 0,003025 \text{ m}^3 * \left(\frac{(100 \text{ cm})^3}{1 \text{ m}^3} \right)$$

$$\text{masa dosificador} = 23989,87 \text{ g} * \left(\frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} \right) = 23,98 \text{ Kg}$$

4.6.4 Fuerza Aplicada en la estructura. Por medio del peso del dosificador, el peso de la mezcla y el peso de la válvula de mariposa se calculan la fuerza aplicada a la estructura del dosificador.

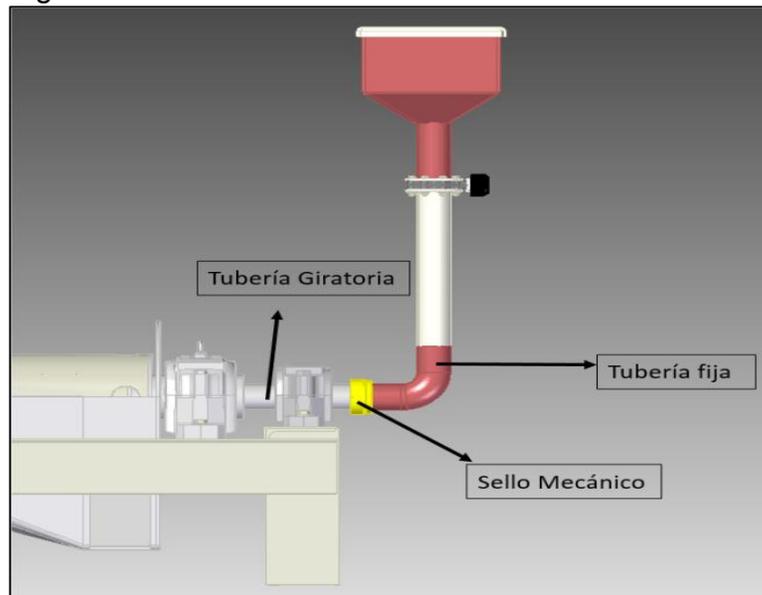
$$\text{Fuerza aplicada en la viga del dosificador} = (\text{masa dosificador} + \text{masa de mezcla} + \text{masa valvula mariposa}) * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}$$

$$\text{Fuerza aplicada en la viga del dosificador} = (23,98 \text{ Kg} + (5 \text{ Kg quinua} + 15 \text{ Kg Agua}) + 6,9 \text{ Kg}) * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} = 498,72 \text{ N}$$

4.7 SELECCIÓN DEL SELLO MECÁNICO

Para la selección del sello mecánico se tuvieron en cuenta los factores de geometría y confiabilidad, para poder mantener unida la tubería posterior a la válvula de mariposa (tubería estática) y la tubería de entrada de mezcla en el tornillo sinfín (tubería giratoria) como se observa en la figura 32.

Figura 32. Posición del sello mecánico



Se seleccionó el sello mecánico 891 simple rotativo a cargo de la empresa Chesterton (ver anexo P) debido a su gran confiabilidad, fácil mantenimiento, no desgasta el eje debido al o-ring dinámico con el que cuenta sobre componentes reemplazables y bajo costo.

Cuadro 28. Especificaciones del sello mecánico (medidas en mm)

Sello Mecánico simple rotativo 891					
Tamaño del eje	Diámetro Interior	Diámetro del sello	Longitud Operativa	O-Ring Estático	O-Ring Dinámico
80	80,11	104,78	50,80	236	240

Fuente: CHESTERTON, Industry. Catálogo de sellos Mecánicos. [Consultado el 8/6/2016]. Disponible en: <http://pdf.directindustry.es/pdf/aw-chesterton-company/catalogo-sellos-mecanicos/17469-510191.html>

4.8 SISTEMA ESTRUCTURAL

El material de la estructura será acero estructural con designación ASTM A36 debido a sus buenas propiedades, su buen desempeño en soporte de cargas, ya sean dinámicas o estáticas y además es el más común para el uso de estructuras.

A continuación se pueden apreciar sus propiedades mecánicas:

Cuadro 29. Propiedades mecánicas del acero ASTM A 36

Norma	Designación	Esfuerzo de fluencia	Resistencia	Módulo de Elasticidad	Usos
ASTM A 36	A 36	250 MPa	400 – 550 MPa	$2 \times 10^{11} Pa$	Estructuras metálicas, tubos, autopartes.

Fuente: ACESCO. Propiedades mecánicas de los aceros. [Consultado el 10/06/2016]. Disponible en: <http://www.acesco.com/archivos/descargas/acero-laminado-en-caliente-ficha-tecnica.pdf>

4.8.1 Estructura Principal. En el cálculo de la estructura principal o del decantador se tuvieron en cuenta las cargas más críticas a aplicar en las vigas, es decir, se determinó la carga más crítica aplicada en el apoyo de la chumacera del tornillo sinfín y la chumacera del tambor, contando con el peso de cada una.

Para determinar la carga más crítica a aplicar en diseño y selección de las vigas, se tomaron las cargas determinadas en el diseño de chumaceras y se le añadió el peso de cada chumacera ya seleccionada anteriormente.

Esto se realizó tanto para la viga donde está apoyada la chumacera en el tornillo sinfín como para la viga donde está apoyada la chumacera del tambor.

4.8.1.1 Carga en la viga de la chumacera del tornillo sinfín. Para el cálculo de la carga, se debe tener en cuenta la masa de la chumacera que esta acoplada a la tubería del tornillo sinfín, la cual se puede encontrar en la ficha técnica de la chumacera SNL 518-615 antes seleccionada en el anexo M.

$$\text{Carga Crítica en Viga tornillo sinfín} = \text{Fuerza en la chumacera tornillo sinfín} + \left(\text{masa de chumacera tornillo sinfín} * 9,8 \frac{m}{seg^2} \right)$$

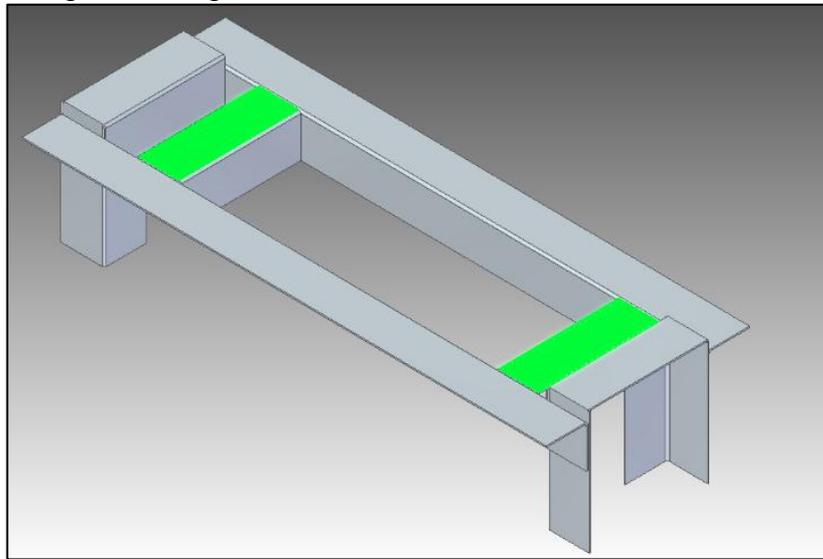
$$\begin{aligned} \text{Carga Crítica en Viga tornillo sinfín} &= 817,8125 N + \left(25 Kg * 9,8 \frac{m}{seg^2} \right) \\ &= 1062,81125 N \end{aligned}$$

4.8.1.2 Carga en la viga de la chumacera del tambor. Para el cálculo de la carga, se debe tener en cuenta la masa de la chumacera que esta acoplada a la tubería del tambor, la cual se puede encontrar en la ficha técnica la chumacera SNLN 3028 antes seleccionada en el anexo N .

$$\begin{aligned} \text{Carga Critica en Viga tambor} &= \\ \text{Fuerza en la chumacera tambor} &+ \left(\text{masa de chumacera tambor} * 9,8 \frac{m}{seg^2} \right) \\ \text{Carga Critica en Viga tambor} &= 477,5631 N + \left(60 Kg * 9,8 \frac{m}{seg^2} \right) = 1065,56318 N \end{aligned}$$

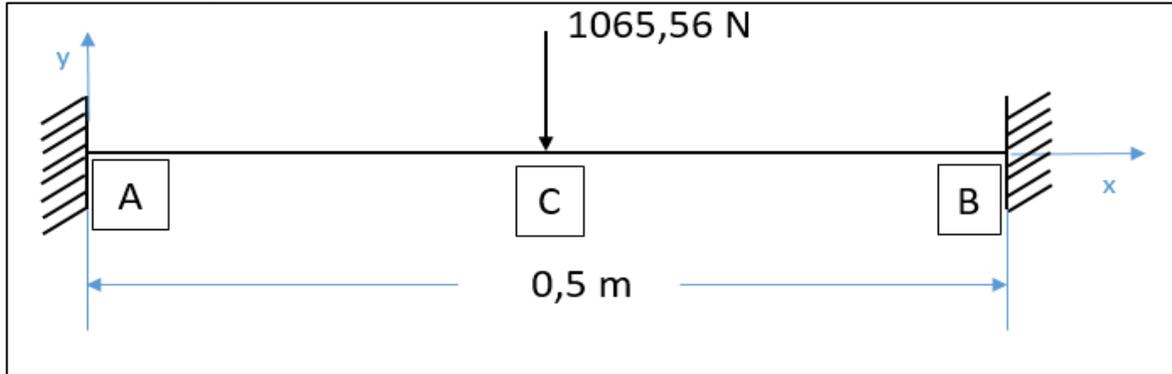
En conclusión se puede observar que la carga más grande es la que es aplicada en la viga donde será apoyada la chumacera del tambor la cual se aprecia en la imagen 18, por lo tanto se tomara esta carga (1065,56318 N) como la más crítica para el diseño y selección de la viga a usar en todo el sistema estructural del decantador.

Imagen 18. Viga crítica en la estructura del decantador



4.8.1.3 Diseño y selección de la viga. El diseño y selección de la viga se realizó mediante la comparación de módulos de flexión, es decir, se compara el módulo de flexión calculado, con el módulo de flexión que aparece en los cuadros de vigas.

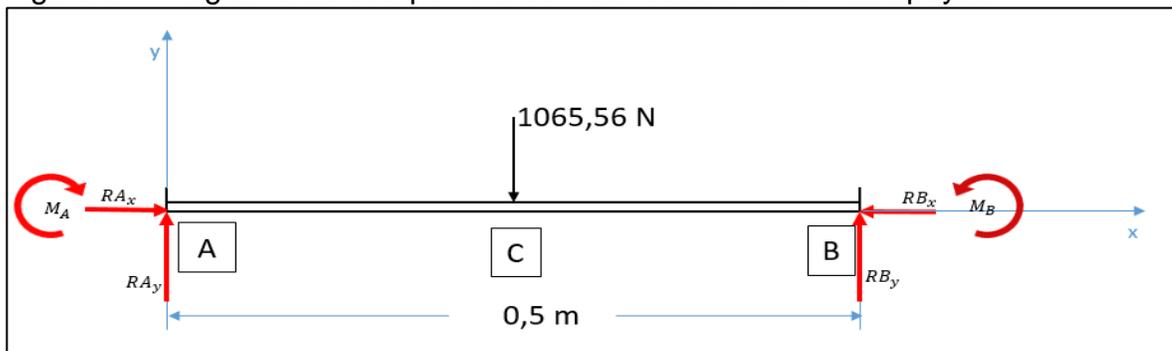
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de la viga (estructura principal)



Para determinar el módulo de flexión calculado se requirió encontrar el diagrama de fuerza cortante y momento flector para el diagrama mostrado en la figura 30.

En la figura 33 se pueden apreciar las reacciones en los apoyos empotrados de la viga, las cuales sirven para determinar las fuerzas cortantes máximas y los momentos flectores máximos.

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre con las reacciones en los apoyos



$$RA_x, RB_x = 0$$

$$RA_y, RB_y = \frac{F}{2}$$

$$M_A, M_B = -\frac{FL}{8}$$

$$M_C = \frac{FL}{8}$$

Donde:

• RA_y, RB_y son las reacciones debido a la carga en el punto A y B en la dirección del eje "Y".

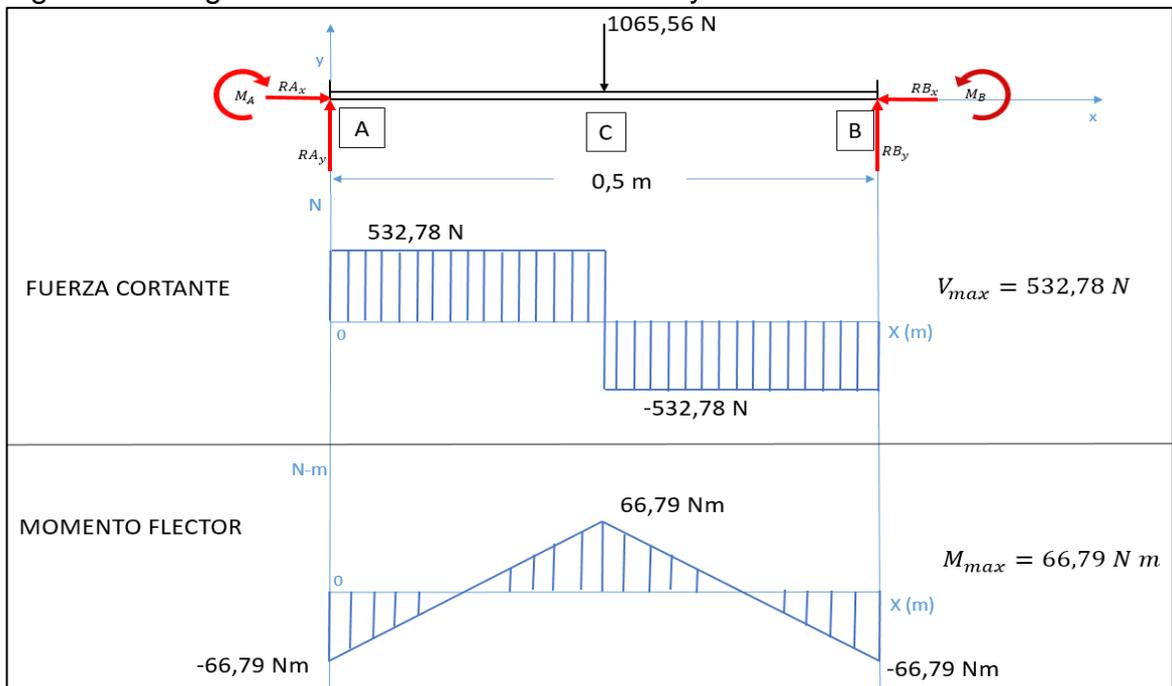
- RA_x, RB_x son las reacciones debido a la carga en el punto A y B en la dirección del eje "x".
- M_A, M_B, M_C son los momentos flectores actuantes en la viga debido a la carga.

$$RA_y, RB_y = \frac{F}{2} = \frac{1065,56 \text{ N}}{2} = 532,7816 \text{ N}$$

$$M_A, M_B = -\frac{(1065,56 \text{ N}) * (0,5 \text{ m})}{8} = -66,5977 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_C = \frac{(1065,56 \text{ N}) * (0,5 \text{ m})}{8} = 66,5977 \text{ N} * \text{m}$$

Figura 35. Diagrama de fuerza cortante máxima y momento flector máximo



En la figura 35 se pueden apreciar los diagramas de fuerza y cortante y momento flector máximo a partir de los cuales se podrá determinar el módulo de flexión.

Para el cálculo del módulo de flexión se aplica la siguiente ecuación:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

Donde:

- S = Módulo de flexión (mm^3).
- M_{max} = Momento máximo (N*m).
- σ_{adm} = Esfuerzo admisible (Pa).

Para el cálculo del esfuerzo admisible se divide el esfuerzo de fluencia del material (acero ASTM A 36) por el factor de seguridad.

Según la metodología empleada en el libro de Robert Mott en el libro "Diseño de elementos de máquinas"³⁸, el factor de seguridad se determina, dependiendo si es un material dúctil o frágil y dependiendo de la actividad que va a desempeñar el material.

Figura 36. Selección de factores de seguridad para estructura principal

Materiales dúctiles	
1.	$N = 1.25$ a 2.0 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2.	$N = 2.0$ a 2.5 . Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.
3.	$N = 2.5$ a 4.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4.	$N = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.
Materiales frágiles	
5.	$N = 3.0$ a 4.0 . Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
6.	$N = 4.0$ a 8.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 170 p.

Siendo el acero estructural ASTM A 36 un material dúctil, que se empleó para estructuras con cargas estáticas, a criterio del diseñador, a partir de la figura 36 se selecciona un factor de seguridad de 2.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{F.S.}$$

Donde:

³⁸ Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 164-218 p.

- σ_{adm} = Esfuerzo Admisible. (Pa)
- σ_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa)
- F.S. = Factor de seguridad.

$$\sigma_{adm} = \frac{250000000 \text{ Pa}}{2} = 125000000 \text{ Pa}$$

Calculando el esfuerzo admisible;

$$S = \frac{66,5967 \text{ N}}{125000000 \text{ Pa}} = 5,32 \times 10^{-7} \text{ m}^3 * \frac{(1000\text{mm})^3}{1\text{m}^3} = 532,7815 \text{ mm}^3$$

Obtenido el valor del módulo de flexión, se tomó los cuadros de perfiles de viga, se seleccionó con criterio propio del diseñador el perfil más adecuado y dependiendo de esto se comparó el módulo de flexión calculado con los módulos de sección de los cuadros y se escogió uno más grande al ya calculado, con esto se tiene la geometría de la viga.

Cuadro 30. Perfiles de secciones en L para la estructura principal

DESIGNACIÓN		PESO	ÁREA		EJES X-X e Y-Y						EJE U-U		EJE V-V		TORSIÓN Y ALABEO					PANDEO LOCAL* Q _s				
L Dimensiones y esp.		R	A	I ^{10⁴}	Z ^{10³}	S ^{10³}	r	x _p y _p	xy	I _U ^{10⁴}	r _U	I _V ^{10⁴}	r _V	J ^{10⁴}	C _U ^{10⁴}	j	x _s	r _s	H ^β	F _y , MPa				
mm x mm x mm		kg/m	mm ²	mm ⁴	mm ³	mm ³	mm	mm	mm	mm ⁴	mm	mm ⁴	mm	mm ⁴	mm ⁴	mm	mm	mm	-	235	248	265	345	
L 200 x 200 x 16	14	46.51	24.00	5924	23.00	293	162	62.3	17.4	57.9	37.73	79.8	8.267	37.4	50.55	1611	148	70.6	113	0.609	-	-	-	0.961
	12	41.10	21.00	5296	20.52	-	143	62.6	-	56.9	33.54	80.0	7.496	37.8	34.21	1096	147	70.6	113	0.611	0.970	0.962	0.951	0.905
	10	35.58	18.00	4532	17.92	-	124	62.9	-	55.9	29.20	80.3	6.649	38.3	21.76	700.9	146	70.6	114	0.614	0.908	0.898	0.885	0.830
	8	29.94	15.00	3814	15.22	-	105	63.2	-	54.9	24.71	80.5	5.729	38.8	12.71	411.9	145	70.6	114	0.616	0.821	0.809	0.793	0.725
	6	24.19	12.00	3081	12.41	-	84.9	63.5	-	53.9	20.08	80.7	4.733	39.2	6.573	214.2	144	70.6	114	0.618	0.691	0.675	0.655	0.515
L 175 x 175 x 14	12	35.61	21.00	4536	13.48	196	108	54.5	15.2	50.7	22.12	69.8	4.846	32.7	29.63	722.8	130	61.8	98.8	0.609	-	-	-	0.961
	10	30.87	18.00	3932	11.81	-	94.3	54.8	-	49.7	19.30	70.1	4.325	33.2	18.88	463.4	128	61.8	99.1	0.612	0.962	0.954	0.943	0.896
	8	26.02	15.00	3314	10.06	-	79.6	55.1	-	48.7	16.37	70.3	3.748	33.6	11.05	272.9	127	61.7	99.4	0.614	0.886	0.876	0.862	0.804
	6	21.06	12.00	2681	8.223	-	64.6	55.4	-	47.7	13.33	70.5	3.113	34.1	5.720	142.7	126	61.8	99.7	0.617	0.772	0.756	0.741	0.665
	4	15.96	9.00	2033	6.299	-	49.1	55.7	-	46.7	10.18	70.7	2.422	34.5	2.440	61.06	126	61.8	100	0.619	0.539	0.510	0.478	0.367
L 150 x 150 x 12	10	28.16	18.00	3332	7.277	123	68.3	46.7	13.0	43.4	11.94	59.9	2.616	28.0	16.00	286.7	111	52.9	84.7	0.609	-	-	-	0.961
	8	22.09	15.00	2814	6.222	-	57.8	47.0	-	42.4	10.16	60.1	2.285	28.5	9.381	169.4	110	52.9	85.0	0.612	0.951	0.942	0.931	0.882
	6	17.91	12.00	2281	5.105	-	47.0	47.3	-	41.4	8.298	60.3	1.912	29.0	4.866	88.52	109	52.9	85.3	0.615	0.854	0.842	0.827	0.764
	4	13.60	9.00	1733	3.925	-	35.8	47.6	-	40.4	6.353	60.5	1.498	29.4	2.080	38.12	108	52.9	85.6	0.618	0.691	0.675	0.655	0.515
	2	11.41	7.50	1454	3.311	-	30.1	47.7	-	39.9	5.348	60.7	1.275	29.6	1.211	22.29	108	52.9	85.8	0.619	0.506	0.480	0.449	0.345
L 125 x 125 x 10	8	18.17	15.00	2314	3.509	71.5	39.5	38.9	10.9	36.2	5.757	49.9	1.261	23.3	7.714	96.00	92.6	44.1	70.6	0.609	-	-	-	0.961
	6	14.77	12.00	1881	2.895	-	32.2	39.2	-	35.2	4.723	50.1	1.068	23.8	4.013	50.39	91.4	44.1	70.9	0.613	0.935	0.926	0.914	0.863
	4	11.25	9.00	1433	2.238	-	24.6	39.5	-	34.2	3.631	50.3	0.845	24.3	1.720	21.79	90.5	44.1	71.2	0.616	0.799	0.786	0.770	0.698
	3	9.45	7.50	1204	1.893	-	20.7	39.7	-	33.7	3.064	50.5	0.722	24.5	1.003	12.77	90.0	44.1	71.4	0.618	0.691	0.675	0.655	0.515
	2	8.89	6.00	1133	1.120	-	15.5	31.4	-	27.9	1.825	40.1	0.416	19.2	1.360	10.95	72.9	35.3	56.8	0.614	0.908	0.898	0.885	0.830
L 100 x 100 x 8	6	7.49	7.50	954	0.951	-	13.1	31.6	-	27.4	1.545	40.2	0.358	19.4	0.795	6.437	72.5	35.3	56.9	0.616	0.821	0.809	0.793	0.725
	4	6.05	6.00	770	0.775	-	10.6	31.7	-	27.0	1.255	40.4	0.296	19.6	0.411	3.346	72.0	35.3	57.1	0.618	0.691	0.675	0.655	0.515
	3	4.58	4.50	583	0.592	-	8.05	31.9	-	26.5	0.956	40.5	0.229	19.8	0.175	1.434	71.6	35.3	57.2	0.620	0.403	0.382	0.357	0.274
	2.5	3.83	3.75	488	0.498	-	6.75	31.9	-	26.2	0.802	40.5	0.194	19.9	0.102	0.8359	71.5	35.3	57.3	0.621	0.272	0.258	0.242	0.186
	2	3.08	3.00	393	0.402	-	5.43	32.0	-	26.0	0.647	40.6	0.157	20.0	0.0523	0.4312	71.3	35.3	57.4	0.622	0.170	0.161	0.151	0.116

Fuente: INSTITUTO CHILENO DEL ACERO. Tablas de perfiles. vol. 1. [Consultado el 18/3/2016].
 Disponible en : http://metalicas-uv.weebly.com/uploads/8/7/8/7/8787102/perfiles_icha_selectos.pdf

Comparando la S (módulo de sección) con los valores del cuadro 30, se pudo notar que todos los de los cuadros superan el “S” calculado, por lo tanto todos los tamaños soportan la carga, pero se escogerá el de 175 mm x 175 mm x 6 mm debido al tamaño ocupado por la chumacera más grande que es de 175 mm.

4.8.1.4 Deflexión máxima. De acuerdo a la carga aplicada en la viga seleccionada de perfil en L, se produce una deflexión máxima en la viga la cual se calculó con la siguiente ecuación:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{192EI}$$

Donde:

- F = Carga aplicada en la viga (N).
- L = Longitud de la viga (m).
- I = Momento de inercia de la viga (m^4) (Se encuentra en el cuadro 30).
- E = Módulo de elasticidad del material (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).

Entonces;

$$y_{max} = \frac{(1065,56 N) * (0,5m)^3}{(192) * (2 \times 10^{11} Pa) * (6,299 \times 10^{-6} m^4)} = 5,50 \times 10^{-7} m$$

$$y_{max} = 5,50 \times 10^{-7} m * \left(\frac{1000 mm}{1m} \right) = 5,50 \times 10^{-4} mm$$

Como se observa, la deflexión es de $5,50 \times 10^{-4} mm$, lo cual es un valor extremadamente bajo para ser considerado una deflexión crítica.

4.8.1.5 Cálculo de las columnas. Para el diseño se seguirá la metodología empleada en el libro de Jack C. McCormac y Stephen F. Csernak de diseño de estructuras de Acero³⁹, para ser realizarlo por el método de LRFD (Load Resistance Factor Design). Se mantendrá el mismo perfil en L para mantener la homogeneidad de la estructura.

Para el cálculo de las columnas se da la siguiente ecuación:

$$\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} A_g$$

Donde:

- P_n = Resistencia a la compresión LRFD (N).

³⁹ MC CORMAC, Jack y Csernak Stephen. Diseño De Estructuras De Acero. Quinta Edición ed. México: Alfa Omega Grupo Edición, Diciembre 2012. 736 p. ISBN 978 607 707 559 2. 450-480 p.

- ϕ_c = Factor de resistencia a la compresión. (0,9) Debido a que se tiene que tener un factor de seguridad disminuyendo la resistencia a la compresión LRFD.
- F_{cr} = Esfuerzo de pandeo por flexión (Pa).
- A_g = Área Gross. (m^2) (Se encuentra en el cuadro 30).

La finalidad del cálculo de P_n (Resistencia a la compresión LRFD) es compararla con la fuerza soportada por la columna (en este caso la reacción en la viga), es decir, si P_n es mayor que la fuerza, el perfil seleccionado para la columna si soporta la fuerza antes mencionada, de lo contrario se tendría que cambiar el perfil.

Para el cálculo de F_{cr} (Esfuerzo de pandeo por flexión) se tuvo en cuenta las siguientes condiciones:

$$\text{Si } \frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Entonces; } F_{cr} = \left(0,658 \frac{F_y}{F_e}\right) F_y$$

$$\text{Si } \frac{KL}{r} > 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Entonces; } F_{cr} = 0,877 F_e$$

Donde:

- K = Factor de longitud efectiva.
- L = Longitud de la columna.
- r = Radio de giro mínimo (m) (Se encuentra en el cuadro 30).
- E = Módulo de elasticidad del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico (Pa).

Para encontrar el valor de K (Factor de longitud efectiva) se utilizan las siguientes condiciones:

Cuadro 31. Valores aproximados del factor de longitud efectiva (K)

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	<i>Rotación y traslación impedidas</i> <i>Rotación libre y traslación impedida</i> <i>Rotación impedida y traslación libre</i> <i>Rotación y traslación libres</i>					

Fuente: MC CORMAC, Jack y Csernak Stephen. Diseño De Estructuras De Acero. Quinta Edición ed. México: Alfa Omega Grupo Edición, Diciembre 2012. 736 p. ISBN 978 607 707 559 2. 458 p.

Como en las columnas a utilizar en la estructura principal o del decantador hay un extremo en los cuales la rotación y la traslación son libres, se interpreta mediante la situación (e) en el cuadro 31 donde el valor teórico para K (Factor de longitud efectiva) es igual a 2.

Teniendo el valor de K se puede resolver el procedimiento antes descrito para el cálculo de F_{cr} .

$$\frac{KL}{r} = \frac{2 * 1,034 \text{ m}}{0,0557 \text{ m}} = 37,1274$$

$$4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 4,71 * \sqrt{\frac{2 \times 10^{11} \text{ Pa}}{250 \times 10^6 \text{ Pa}}} = 133,2189$$

$$\text{De tal forma que: } \frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Entonces; } F_{cr} = \left(0,658 \frac{F_y}{F_e}\right) F_y$$

Para determinar F_e (Esfuerzo de pandeo crítico elástico) se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$$

Donde:

- K = Factor de longitud efectiva.
- L = Longitud de la columna (m).
- r = Radio de giro mínimo (m) (Se encuentra en el cuadro 30).
- E = Módulo de elasticidad del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico (Pa).

Entonces;

$$F_e = \frac{\pi^2 * 2 \times 10^{11} \text{ Pa}}{\left(\frac{2 * 1,034 \text{ m}}{0,0557 \text{ m}}\right)^2} = 1431986958 \text{ Pa}$$

Obteniendo el valor de F_e (Esfuerzo de pandeo crítico elástico) se puede calcular F_{cr} con la relación antes determinada:

$$F_{cr} = \left(0,658^{\frac{F_y}{F_e}}\right) F_y$$

Donde:

- F_{cr} = Esfuerzo de pandeo por flexión (Pa).
- F_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico (Pa).

Entonces;

$$F_{cr} = \left(0,658^{\left(\frac{250 \times 10^6 \text{ Pa}}{1431986958 \text{ Pa}}\right)}\right) 250 \times 10^6 \text{ Pa} = 232383566,8 \text{ Pa}$$

Con el cálculo de F_{cr} (Esfuerzo de pandeo por flexión), se puede calcular P_n (Resistencia a la compresión LRFD) para hacer la comparación con la fuerza soportada por la columna.

$$\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} A_g = 0,9 * 232383566,8 \text{ Pa} * 0,002033 \text{ m}^2 = 425192,212 \text{ N}$$

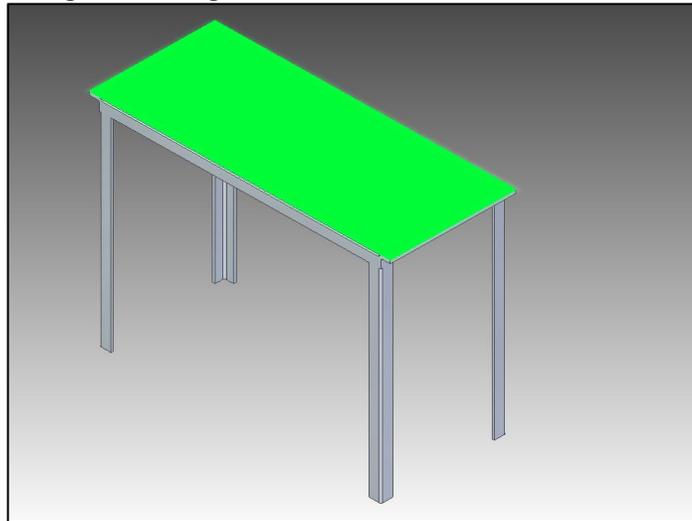
A la fuerza soportada por la columna (en este caso la reacción debido a la carga en la viga) se le aplica un factor de seguridad por excesos de carga con los que no se cuenta por un valor de 1,4. Por lo tanto:

$$\text{Fuerza en la columna} = 538,782 \text{ N} * (1,4) = 745,8942 \text{ N}$$

En conclusión se puede observar que P_n es mayor que la fuerza soportada por la columna, por lo tanto el perfil en L antes seleccionado para la columna soporta la fuerza ejercida por el decantador.

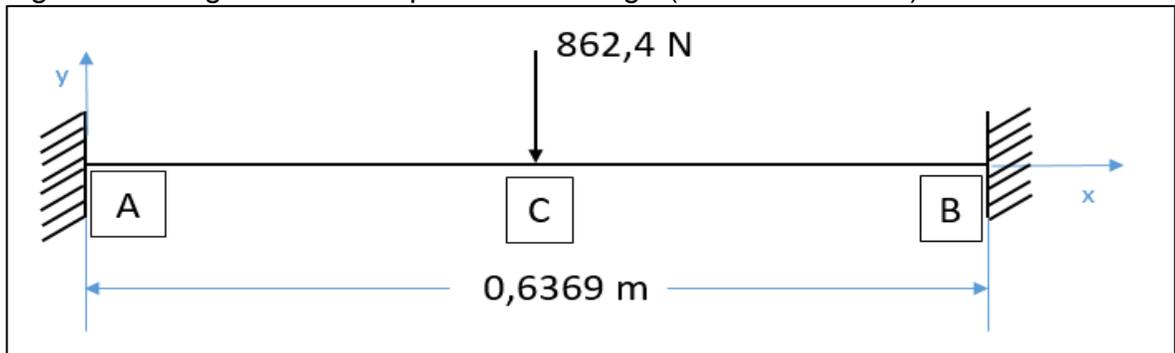
4.8.2 Estructura del motor. En el cálculo y diseño de la estructura del motor se tendrá en cuenta la fuerza ejercida por el motor y la caja de engranes sobre la viga ilustrada en la imagen 19 y posteriormente las reacciones que esta causa sobre las columnas.

Imagen 19. Viga crítica en la estructura del motor



4.8.2.1 Diseño y selección de la viga. Para el diseño y selección de la viga, se realizara mediante la comparación de módulos de flexión, es decir, se compara el módulo de flexión calculado con el módulo de flexión que aparece en los cuadros de vigas.

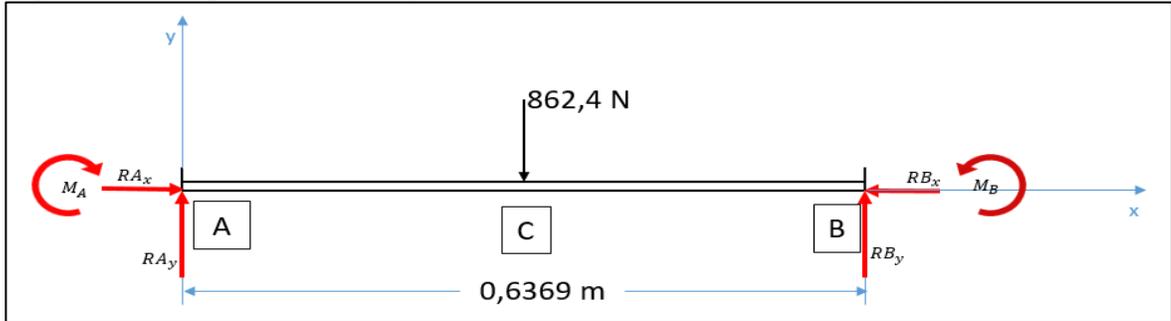
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre de la viga (estructura motor)



Para determinar el módulo de flexión calculado se requiere encontrar el diagrama de fuerza cortante y momento flector para el diagrama mostrado en la figura 37.

En la figura 38 se pueden apreciar las reacciones en los apoyos empotrados de la viga, las cuales sirven para determinar las fuerzas cortantes máximas y los momentos flectores máximos.

Figura 38. Diagrama de cuerpo libre con las reacciones en los apoyos



$$RA_x, RB_x = 0$$

$$RA_y, RB_y = \frac{F}{2}$$

$$M_A, M_B = -\frac{FL}{8}$$

$$M_C = \frac{FL}{8}$$

Donde:

- RA_y, RB_y son las reacciones debido a la carga en el punto A y B en la dirección y.
- RA_x, RB_x son las reacciones debido a la carga en el punto A y B en la dirección x.
- M_A, M_B, M_C son los momentos flectores actuantes en la viga debido a la carga.

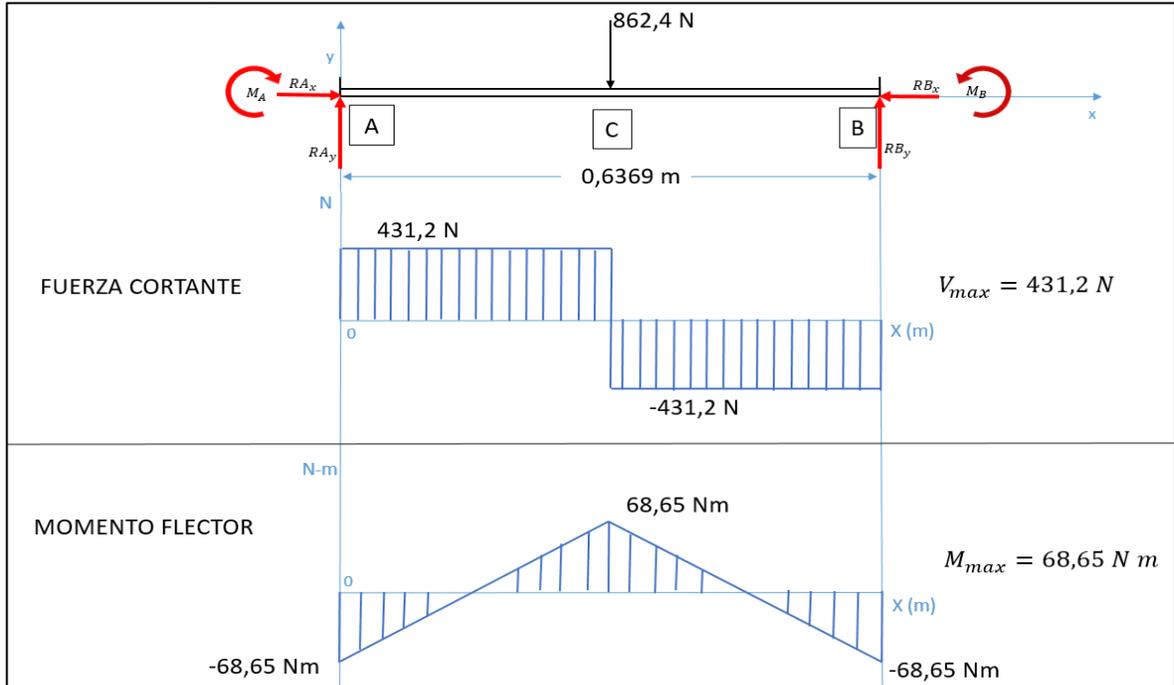
$$RA_y, RB_y = \frac{F}{2} = \frac{862,4 \text{ N}}{2} = 431,2 \text{ N}$$

$$M_A, M_B = -\frac{(862,4 \text{ N}) * (0,6369 \text{ m})}{8} = -68,6578 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_C = \frac{(862,4 \text{ N}) * (0,6369 \text{ m})}{8} = 68,6578 \text{ N} * \text{m}$$

En la figura 39 se pueden apreciar los diagramas de fuerza y cortante y momento flector máximo a partir de los cuales se podrá determinar el módulo de flexión.

Figura 39. Diagrama de fuerza cortante máxima y momento flector máximo



Para el cálculo del módulo de flexión se aplica la siguiente ecuación:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

Donde:

- S = Módulo de flexión (mm^3).
- M_{max} = Momento máximo ($N \cdot m$).
- σ_{adm} = Esfuerzo admisible (Pa).

Para el cálculo del esfuerzo admisible se divide el esfuerzo de fluencia del material (acero ASTM A 36) por el factor de seguridad.

Según la metodología empleada en el libro de Robert Mott "Diseño de elementos de máquinas"⁴⁰, el factor de seguridad se determina, dependiendo si es un material dúctil o frágil y dependiendo de la actividad que va a desempeñar el material.

⁴⁰ Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 164-218 p.

Figura 40. Selección de factores de seguridad para la estructura del motor

Materiales dúctiles	
1.	$N = 1.25$ a 2.0 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2.	$N = 2.0$ a 2.5 . Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.
3.	$N = 2.5$ a 4.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4.	$N = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.
Materiales frágiles	
5.	$N = 3.0$ a 4.0 . Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
6.	$N = 4.0$ a 8.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 170 p.

Siendo el acero estructural ASTM A 36 un material dúctil, que se empleó para estructuras con cargas estáticas, a criterio del diseñador, a partir de figura 40 se selecciona un factor de seguridad de 2.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{F.S.}$$

Donde:

- σ_{adm} = Esfuerzo Admisible. (Pa)
- σ_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa)
- $F.S.$ = Factor de seguridad

Entonces,

$$\sigma_{adm} = \frac{250000000 \text{ Pa}}{2} = 125000000 \text{ Pa}$$

Calculando el esfuerzo admisible;

$$S = \frac{68,6578 \text{ N}}{125000000 \text{ Pa}} = 5,4926 \times 10^{-7} \text{ m}^3 * \frac{(1000 \text{ mm})^3}{1 \text{ m}^3} = 549,2625 \text{ mm}^3$$

Obtenido el valor del módulo de flexión, se tomó los cuadros de perfiles de viga, se seleccionó con criterio propio del diseñador el perfil más adecuado y dependiendo de esto se comparó el módulo de flexión calculado con los módulos de sección en el cuadro 32 y se escogió uno más grande al ya calculado, con esto se tiene la geometría de la viga.

Cuadro 32. Perfiles de secciones en L para la estructura del motor

DESIGNACIÓN		PESO	DIMENSIONES			ÁREA	EJES X - X' e Y - Y'						EJE U-U		EJE V-V		TORSIÓN Y ALABEO					PANDEO LOCAL*				
L Dimensiones y esp.		R	R _t	k	A	I _x /10 ⁸	Z _x /10 ³	S _x /10 ³	r _x	r _y	xy	I _u /10 ⁸	r _u	I _v /10 ⁸	r _v	J/10 ⁸	C _w /10 ⁸	j	x ₀	F ₂	H=β	F _y , MPa				
mm x mm x mm		kg/m	mm	mm	mm	mm ⁴	mm ³	mm ³	mm	mm	mm	mm ⁴	mm	mm ⁴	mm	mm ⁴	mm ⁴	mm	mm	mm	-	235	245	265	345	
L 100 x 100 x 12	12	17.83	12.0	6.0	24.0	2271	2.07	53.0	29.1	30.2	11.41	29.0	3.28	38.0	0.857	19.4	10.57	79.74	64.8	32.6	53.7	0.632	-	-	-	-
	10	15.04	12.0	6.0	22.0	1915	1.77	44.9	24.6	30.4	9.64	28.2	2.80	38.3	0.730	19.5	6.272	47.63	65.7	32.8	54.1	0.631	-	-	-	-
	8	12.18	12.0	6.0	20.0	1551	1.45	36.4	19.9	30.6	7.83	27.4	2.30	38.5	0.598	19.6	3.300	25.17	66.5	33.0	54.4	0.631	-	-	0.994	0.945
	6	9.26	12.0	6.0	18.0	1179	1.11	-	15.1	30.7	-	26.4	1.76	38.6	0.462	19.8	1.442	10.96	67.0	33.1	54.6	0.632	0.906	0.894	0.879	0.814
L 80 x 80 x 12	12	14.03	10.0	5.0	22.0	1787	1.02	33.1	18.2	23.9	11.2	24.1	1.61	30.0	0.427	15.5	8.184	38.90	50.5	25.6	42.4	0.634	-	-	-	-
	10	11.86	10.0	5.0	20.0	1511	0.875	28.2	15.4	24.1	9.49	23.4	1.39	30.3	0.364	15.5	4.877	23.44	51.6	26.0	42.8	0.632	-	-	-	-
	8	9.63	10.0	5.0	18.0	1227	0.722	23.0	12.6	24.3	7.72	22.6	1.15	30.6	0.299	15.6	2.576	12.49	52.6	26.2	43.2	0.631	-	-	-	-
	6	7.34	10.0	5.0	16.0	935	0.558	-	9.57	24.4	-	21.7	0.865	30.8	0.231	15.7	1.127	5.478	53.3	26.4	43.5	0.631	0.993	0.983	0.971	0.919
L 65 x 65 x 10	10	9.49	9.0	4.5	19.0	1209	0.451	18.1	9.94	19.3	9.33	19.7	0.712	24.3	0.190	12.5	3.851	12.00	40.9	20.7	34.3	0.634	-	-	-	-
	8	7.73	9.0	4.5	17.0	985	0.375	14.9	8.13	19.5	7.62	18.9	0.594	24.6	0.156	12.6	2.047	6.456	42.0	21.0	34.7	0.632	-	-	-	-
	6	5.91	9.0	4.5	15.0	753	0.292	11.4	6.21	19.7	5.85	18.0	0.463	24.8	0.121	12.7	0.900	2.860	42.9	21.3	35.0	0.632	-	-	-	-
	5	4.97	9.0	4.5	14.0	634	0.247	-	5.22	19.8	-	17.6	0.382	24.9	0.103	12.7	0.534	1.696	43.2	21.3	35.1	0.632	-	0.992	0.960	0.930
L 50 x 50 x 6	6	4.47	7.0	3.5	13.0	569	0.128	6.61	3.61	15.0	5.73	14.5	0.203	18.9	0.0534	9.68	0.667	1.246	32.4	16.2	26.7	0.632	-	-	-	-
	5	3.77	7.0	3.5	12.0	480	0.110	5.58	3.05	15.1	4.85	14.0	0.174	19.0	0.0465	9.73	0.397	0.7442	32.8	16.3	26.9	0.632	-	-	-	-
	4	3.06	7.0	3.5	11.0	399	0.0897	4.53	2.46	15.2	3.94	13.6	0.142	19.1	0.0373	9.79	0.210	0.3932	33.2	16.4	27.0	0.632	-	-	0.994	0.945
	3	2.34	7.0	3.0	10.0	298	0.0696	-	1.89	15.3	-	13.1	0.110	19.2	0.0282	9.91	0.0923	0.1711	33.2	16.5	27.2	0.633	0.906	0.894	0.879	0.814
L 40 x 40 x 6	6	3.52	6.0	3.0	12.0	448	0.0631	4.13	2.26	11.9	5.63	12.0	0.0987	14.9	0.0265	7.70	0.517	0.6078	25.2	12.8	21.1	0.634	-	-	-	-
	5	2.97	6.0	3.0	11.0	379	0.0543	3.50	1.91	12.0	4.77	11.6	0.0869	15.1	0.0226	7.72	0.309	0.3662	25.8	12.9	21.3	0.633	-	-	-	-
	4	2.42	6.0	3.0	10.0	308	0.0447	2.85	1.56	12.1	3.89	11.2	0.0709	15.2	0.0186	7.77	0.164	0.1951	26.2	13.0	21.4	0.632	-	-	-	-
	3	1.84	6.0	3.0	9.0	235	0.0345	-	1.18	12.1	-	10.7	0.0545	15.2	0.0144	7.83	0.0721	0.08560	26.5	13.1	21.5	0.633	0.993	0.983	0.971	0.919
L 30 x 30 x 5	5	2.18	5.0	2.5	10.0	278	0.0216	1.91	1.04	8.83	4.65	9.18	0.0341	11.1	0.00917	5.75	0.221	0.1444	18.6	9.45	15.7	0.636	-	-	-	-
	3	1.36	5.0	2.5	8.0	174	0.0140	1.20	0.649	8.99	2.93	8.35	0.0222	11.3	0.00586	5.80	0.0524	0.03472	19.7	9.69	16.0	0.633	-	-	-	-
L 25 x 25 x 5	5	1.78	4.0	2.0	9.0	227	0.0120	1.29	0.707	7.29	4.55	7.97	0.0189	9.12	0.00521	4.80	0.177	0.07910	15.0	7.74	12.9	0.639	-	-	-	-
	3	1.12	4.0	2.0	7.0	143	0.00797	0.822	0.447	7.47	2.88	7.19	0.0126	9.40	0.00332	4.82	0.0422	0.01947	16.2	8.05	13.3	0.633	-	-	-	-
L 20 x 20 x 3	3	0.88	3.5	2.0	6.5	112	0.00388	0.510	0.276	5.88	2.83	5.96	0.00612	7.40	0.00163	3.81	0.0327	0.009497	12.7	6.31	10.4	0.635	-	-	-	-

Fuente: INSTITUTO CHILENO DEL ACERO. Tablas de perfiles. vol. 1. [Consultado el 18/3/2016]. Disponible en: http://metalicas-uv.weebly.com/uploads/8/7/8/7/8787102/perfiles_icha_selectos.pdf

Se comparó la "S" con los valores del cuadro 32, se pudo observar que el valor de "S" calculado es menor al perfil seleccionado de 25 mm x 25 mm x 5 mm, por lo tanto el perfil de la viga seleccionada soporta la carga ejercida por el motor y la caja de engranes.

4.8.2.2 Deflexión máxima. De acuerdo con carga aplicada en la viga seleccionada de perfil en L, se produce una deflexión máxima en la viga, la cual se calculó con la siguiente ecuación:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{192EI}$$

Donde:

- F= Carga aplicada en la viga (N).

- L = Longitud de la viga (m).
- I = Momento de inercia de la viga (m^4) (Se encuentra la en el cuadro 32).
- E = Módulo de elasticidad del material (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).

Entonces;

$$y_{max} = \frac{(862,4 N) * (0,6369 m)^3}{(192) * (2 \times 10^{11} Pa) * (1,2 \times 10^{-8} m^4)} = 4,83 \times 10^{-4} m$$

$$y_{max} = 4,83 \times 10^{-4} m * \left(\frac{1000 mm}{1 m} \right) = 0,4835 mm$$

Como se observa, la deflexión es de $0,4835 mm$, lo cual es un valor muy bajo para ser considerado una deflexión crítica.

4.8.2.3 Cálculo de las columnas. Para el diseño se siguió la metodología empleada en el numeral 4.8.1.5

Para el cálculo de las columnas se da la siguiente ecuación:

$$\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} A_g$$

Donde:

- P_n = Resistencia a la compresión LRFD (N).
- ϕ_c = Factor de resistencia a la compresión. (0,9) Debido a que se tiene que tener un factor de seguridad disminuyendo la resistencia a la compresión LRFD.
- F_{cr} = Esfuerzo de pandeo por flexión (Pa).
- A_g = Área Gross. (m^2) (Se encuentra en el cuadro 32).

La finalidad del cálculo de P_n (Resistencia a la compresión LRFD) es compararla con la fuerza soportada por la columna (en este caso la reacción en la viga), es decir, si P_n es mayor que la fuerza, el perfil seleccionado para la columna si soporta la fuerza antes mencionada, de lo contrario se tendría que cambiar el perfil.

Para el cálculo de F_{cr} (Esfuerzo de pandeo por flexión) se tienen que tener en cuenta las siguientes condiciones:

$$Si \frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Entonces; } F_{cr} = \left(0,658 \frac{F_y}{F_e} \right) F_y$$

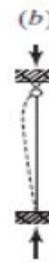
$$Si \frac{KL}{r} > 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Entonces; } F_{cr} = 0,877 F_e$$

Donde:

- K = Factor de longitud efectiva.
- L = Longitud de la columna.
- r = Radio de giro mínimo (m) (Se encuentra en el cuadro 32).
- E = Módulo de elasticidad del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).

Para encontrar el valor de K (Factor de longitud efectiva) se utilizan las siguientes condiciones:

Cuadro 33. Valores aproximados del factor de longitud efectiva (K)

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
						
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	<i>Rotación y traslación impedidas</i> <i>Rotación libre y traslación impedida</i> <i>Rotación impedida y traslación libre</i> <i>Rotación y traslación libres</i>					

Fuente: MC CORMAC, Jack y Csernak Stephen. Diseño De Estructuras De Acero. Quinta Edición ed. México: Alfa Omega Grupo Edición, Diciembre 2012. ISBN 978 607 707 559 2. 458 p.

Como en las columnas a utilizar en el soporte del motor hay un extremo en los cuales la rotación y la traslación son libres, se interpreta mediante la situación (e) en el cuadro 33 donde el valor teórico para K (Factor de longitud efectiva) es igual a 2.

Teniendo el valor de K se puede resolver el procedimiento antes descrito para el cálculo de F_{cr} .

$$\frac{KL}{r} = \frac{2 * 0,46849 m}{0,00729 m} = 128,5294$$

$$4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 4,71 * \sqrt{\frac{2 \times 10^{11} \text{ Pa}}{250 \times 10^6 \text{ Pa}}} = 133,2189$$

De tal forma que: $\frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$ Entonces; $F_{cr} = \left(0,658^{\frac{F_y}{F_e}}\right) F_y$

Para determinar F_e (Esfuerzo de pandeo crítico elástico) se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$$

Donde:

- K = Factor de longitud efectiva.
- L = Longitud de la columna (m).
- r = Radio de giro mínimo (m) (Se encuentra la en el cuadro 32).
- E = Módulo de elasticidad del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico (Pa).

Entonces;

$$F_e = \frac{\pi^2 * 2 \times 10^{11} \text{ Pa}}{\left(\frac{2 * 0,46849 \text{ m}}{0,00729 \text{ m}}\right)^2} = 119487962,6 \text{ Pa}$$

Obtenido el valor de F_e (Esfuerzo de pandeo crítico elástico) se puede calcular F_{cr} con la relación antes determinada que dice que:

$$F_{cr} = \left(0,658^{\frac{F_y}{F_e}}\right) F_y$$

- F_{cr} = Esfuerzo de pandeo por flexión (Pa).
- F_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico (Pa).

Entonces;

$$F_{cr} = \left(0,658^{\left(\frac{250 \times 10^6 \text{ Pa}}{119487962,6 \text{ Pa}}\right)}\right) 250 \times 10^6 \text{ Pa} = 104140855,6 \text{ Pa}$$

Con el cálculo de F_{cr} (Esfuerzo de pandeo por flexión), se puede calcular P_n (Resistencia a la compresión LRFD) para hacer la comparación con la fuerza soportada por la columna.

$$\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} A_g = 0,9 * 104140855,6 \text{ Pa} * 0,000227 \text{ m}^2 = 21275,9767 \text{ N}$$

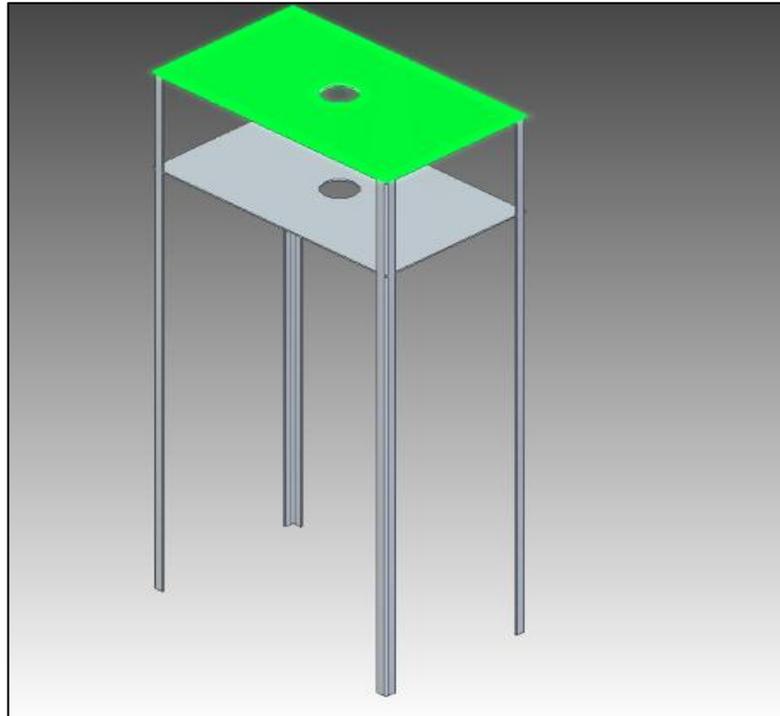
A la fuerza soportada por la columna (en este caso la reacción debido a la carga en la viga) se le aplica un factor de seguridad por excesos de carga con los que no se cuenta por un valor de 1,4. Por lo tanto:

$$\text{Fuerza en la columna} = 431,2 \text{ N} * (1,4) = 603,68 \text{ N}$$

En conclusión se puede observar que P_n es mayor que la fuerza soportada por la columna, por lo tanto el perfil en L antes seleccionado para la columna soporta la fuerza ejercida por el motor y la caja de engranes.

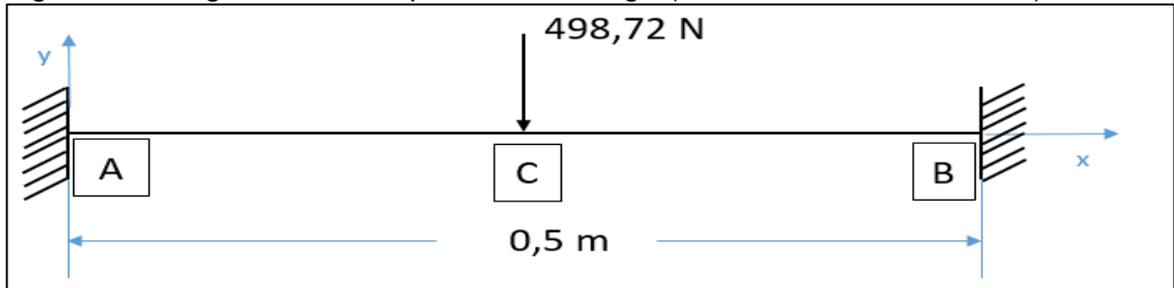
4.8.3 Estructura del dosificador. En el cálculo y diseño de la estructura del dosificador se tendrá en cuenta la fuerza ejercida por la tubería del dosificador, la válvula mariposa y el peso de la mezcla sobre la viga ilustrada en la imagen 20 y posteriormente las reacciones que esta causa sobre las columnas.

Imagen 20. Viga crítica de la estructura del dosificador



4.8.3.1 Diseño y selección de la viga. El diseño y selección de la viga se realizó mediante la comparación de módulos de flexión, es decir, se comparó el módulo de flexión calculado con el módulo de flexión que aparece en los cuadros de vigas.

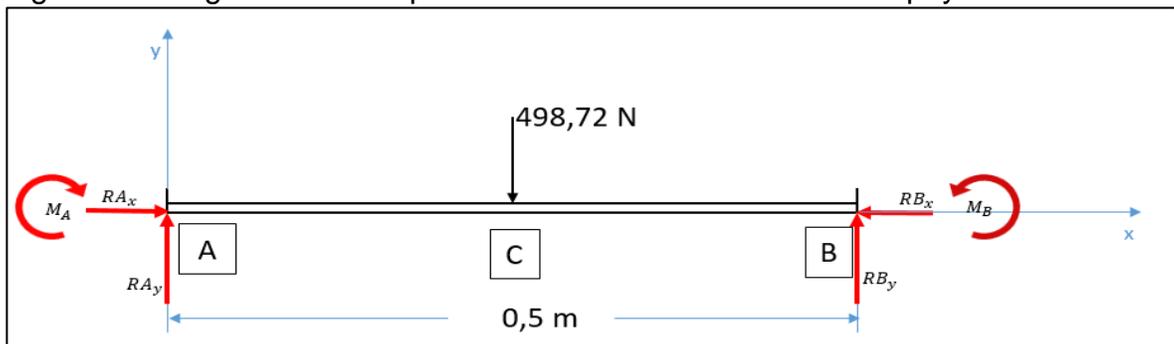
Figura 41. Diagrama de cuerpo libre de la viga (estructura del dosificador)



Para determinar el módulo de flexión calculado se requiere encontrar el diagrama de fuerza cortante y momento flector para el diagrama mostrado en la figura 41.

En la figura 42 se puede apreciar las reacciones en los apoyos empotrados de la viga, las cuales sirven para determinar las fuerzas cortantes máximas y los momentos flectores máximos.

Figura 42. Diagrama de cuerpo libre con las reacciones en los apoyos



$$RA_x, RB_x = 0$$

$$RA_y, RB_y = \frac{F}{2}$$

$$M_A, M_B = -\frac{FL}{8}$$

$$M_C = \frac{FL}{8}$$

Donde:

- RA_y, RB_y son las reacciones debido a la carga en el punto A y B en la dirección y.

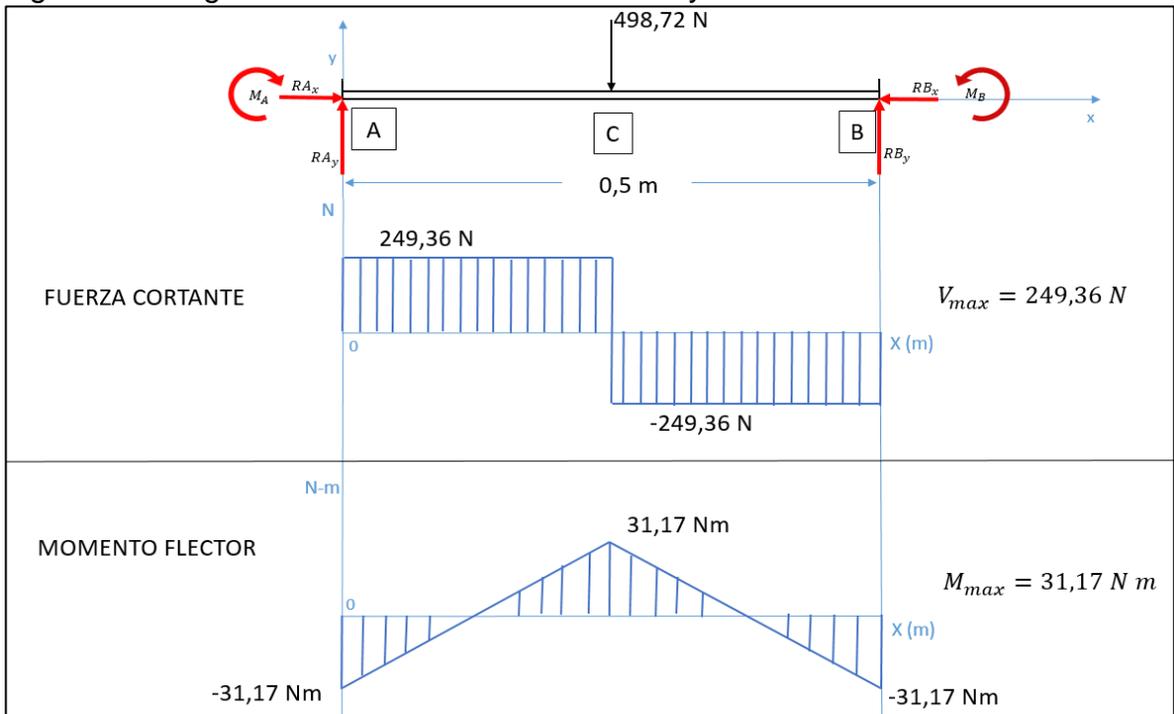
- RA_x, RB_x son las reacciones debido a la carga en el punto A y B en la dirección x.
- M_A, M_B, M_C son los momentos flectores actuantes en la viga debido a la carga.

$$RA_y, RB_y = \frac{F}{2} = \frac{498,72 \text{ N}}{2} = 249,36 \text{ N}$$

$$M_A, M_B = -\frac{(498,72 \text{ N}) * (0,5 \text{ m})}{8} = -31,17 \text{ N} * \text{m}$$

$$M_C = \frac{(498,72 \text{ N}) * (0,5 \text{ m})}{8} = 31,17 \text{ N} * \text{m}$$

Figura 43. Diagrama de fuerza cortante máxima y momento flector máximo



En la figura 43 se pueden apreciar los diagramas de fuerza cortante y momento flector máximo a partir de los cuales se podrá determinar el módulo de flexión.

Para el cálculo del módulo de flexión se aplica la siguiente ecuación:

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{adm}}$$

Donde:

- S = Módulo de flexión (mm^3).
- $M_{m\acute{a}x}$ = Momento máximo ($N*m$).

• σ_{adm} = Esfuerzo admisible (Pa).

Para el cálculo del esfuerzo admisible se divide el esfuerzo de fluencia del material (acero ASTM A 36) por el factor de seguridad.

Según la metodología empleada en el libro de Robert Mott en el libro "Diseño de elementos de máquinas"⁴¹, el factor de seguridad se determina, dependiendo si es un material dúctil o frágil y dependiendo de la actividad que va a desempeñar el material.

Figura 44. Selección de factores de seguridad estructura dosificador

Materiales dúctiles	
1.	$N = 1.25$ a 2.0 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2.	$N = 2.0$ a 2.5 . Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.
3.	$N = 2.5$ a 4.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4.	$N = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.
Materiales frágiles	
5.	$N = 3.0$ a 4.0 . Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
6.	$N = 4.0$ a 8.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 170 p.

Siendo el acero estructural ASTM A 36 un material dúctil, que se empleara para estructuras con cargas estáticas, a criterio del diseñador, a partir de la figura 44 se selecciona un factor de seguridad de 2.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{F.S.}$$

⁴¹ Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 164-218 p.

Donde:

- σ_{adm} = Esfuerzo Admisible. (Pa)
- σ_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa)
- F.S. = Factor de seguridad.

Entonces,

$$\sigma_{adm} = \frac{250000000 \text{ Pa}}{2} = 125000000 \text{ Pa}$$

Calculando el esfuerzo admisible:

$$S = \frac{31,17 \text{ N}}{125000000 \text{ Pa}} = 2,4936 \times 10^{-7} \text{ m}^3 * \frac{(1000\text{mm})^3}{1\text{m}^3} = 249,36 \text{ mm}^3$$

Obteniendo el valor del módulo de flexión, se toman los cuadros de perfiles de viga, se selecciona con criterio propio del diseñador el perfil más adecuado y dependiendo de esto se compara el módulo de flexión calculado con los módulos de sección en el cuadro y se escoge uno más grande al ya calculado, con esto se tiene la geometría de la viga.

Cuadro 34. Perfiles de secciones en L para la estructura del dosificador

DESIGNACIÓN		PESO	DIMENSIONES			ÁREA	EJES X - X e Y - Y					EJE U-U		EJE V-V		TORSIÓN Y ALABEO					PANDEO LOCAL* Q _s							
L Dimensiones y esp.			R	R _t	k	A	I _x 10 ⁸	Z _x 10 ³	S _x 10 ³	r _x	x ₀	y ₀	x _{xy}	I _u 10 ⁸	r _u	I _v 10 ⁸	r _v	J10 ⁸	C _w 10 ⁸	j	x ₀	T ₀	H	β	F _y , MPa			
mm x mm x mm		kg/m	mm	mm	mm	mm ²	mm ⁴	mm ³	mm ³	mm	mm	mm	mm	mm ⁴	mm	mm ⁴	mm	mm ⁴	mm ⁸	mm	mm	mm	-	-	235	248	265	345
L 100 x 100 x 12	12	17.83	12.0	6.0	24.0	2271	2.07	53.0	29.1	30.2	11.41	29.0		3.28	38.0	0.857	19.4	10.57	79.74	64.8	32.6	53.7	0.632	-	-	-	-	-
	10	15.04	12.0	6.0	22.0	1915	1.77	44.9	24.6	30.4	9.64	28.2		2.80	38.3	0.730	19.5	8.272	47.63	65.7	32.8	54.1	0.631	-	-	-	-	-
	8	12.18	12.0	6.0	20.0	1551	1.45	36.4	19.9	30.6	7.83	27.4		2.30	38.5	0.598	19.8	3.300	25.17	66.5	33.0	54.4	0.631	-	-	0.964	0.945	
L 80 x 80 x 12	12	9.26	12.0	6.0	18.0	1179	1.11	-	15.1	30.7	-	26.4		1.76	38.6	0.462	19.8	1.442	10.96	67.0	33.1	54.6	0.632	0.906	0.894	0.879	0.814	
	10	14.03	10.0	5.0	22.0	1787	1.02	33.1	18.2	23.9	11.2	24.1		1.61	30.0	0.427	15.5	8.184	38.90	50.5	25.6	42.4	0.634	-	-	-	-	-
	8	9.63	10.0	5.0	18.0	1227	0.722	23.0	12.6	24.3	7.72	22.6		1.15	30.6	0.299	15.6	2.576	12.49	52.6	26.2	43.2	0.631	-	-	-	-	-
L 65 x 65 x 10	10	7.34	10.0	5.0	16.0	935	0.558	-	9.57	24.4	-	21.7		0.985	30.8	0.231	15.7	1.127	5.478	53.3	26.4	43.5	0.631	0.993	0.983	0.971	0.919	
	8	9.49	9.0	4.5	19.0	1209	0.451	18.1	9.94	19.3	9.33	19.7		0.712	24.3	0.190	12.5	3.851	12.00	40.9	20.7	34.3	0.634	-	-	-	-	-
	6	7.73	9.0	4.5	17.0	985	0.375	14.9	8.13	19.5	7.62	18.9		0.594	24.6	0.156	12.6	2.047	6.456	42.0	21.0	34.7	0.632	-	-	-	-	-
L 50 x 50 x 6	6	5.91	9.0	4.5	15.0	753	0.292	11.4	6.21	19.7	5.85	18.0		0.463	24.8	0.121	12.7	0.900	2.860	42.9	21.3	35.0	0.632	-	-	-	-	-
	5	4.97	9.0	4.5	14.0	634	0.247	-	5.22	19.8	-	17.6		0.392	24.9	0.103	12.7	0.534	1.696	43.2	21.3	35.1	0.632	-	-	0.992	0.960	0.930
	3	4.47	7.0	3.5	13.0	569	0.128	6.61	3.61	15.0	5.73	14.5		0.203	18.9	0.0534	9.68	0.667	1.246	32.4	16.2	26.7	0.632	-	-	-	-	-
L 40 x 40 x 6	6	3.77	7.0	3.5	12.0	480	0.110	5.58	3.05	15.1	4.85	14.0		0.174	19.0	0.0455	9.73	0.397	0.7442	32.8	16.3	26.9	0.632	-	-	-	-	-
	5	3.06	7.0	3.5	11.0	389	0.0897	4.53	2.46	15.2	3.94	13.6		0.142	19.1	0.0373	9.79	0.210	0.3932	33.2	16.4	27.0	0.632	-	-	-	0.964	0.945
	3	2.34	7.0	3.0	10.0	298	0.0696	-	1.89	15.3	-	13.1		0.110	19.2	0.0292	9.91	0.0923	0.1711	33.2	16.5	27.2	0.633	0.906	0.894	0.879	0.814	
L 30 x 30 x 5	5	2.97	6.0	3.0	11.0	379	0.0543	3.50	1.91	12.0	4.77	11.6		0.0869	15.1	0.0226	7.72	0.309	0.3662	25.8	12.9	21.3	0.633	-	-	-	-	-
	4	2.42	6.0	3.0	10.0	308	0.0447	2.85	1.55	12.1	3.89	11.2		0.0709	15.2	0.0186	7.77	0.164	0.1951	26.2	13.0	21.4	0.632	-	-	-	-	-
	3	1.84	6.0	3.0	9.0	235	0.0345	-	1.18	12.1	-	10.7		0.0545	15.2	0.0144	7.83	0.0721	0.08960	26.5	13.1	21.5	0.633	0.963	0.983	0.971	0.919	
L 25 x 25 x 5	5	2.18	5.0	2.5	10.0	278	0.0216	1.91	1.04	8.83	4.65	9.18		0.0341	11.1	0.00917	5.75	0.221	0.1444	18.6	9.45	15.7	0.636	-	-	-	-	-
	3	1.36	5.0	2.5	8.0	174	0.0140	1.20	0.649	8.99	2.93	8.35		0.0222	11.3	0.00586	5.80	0.0524	0.03472	19.7	9.69	16.0	0.633	-	-	-	-	-
	3	1.12	4.0	2.0	7.0	143	0.00797	0.822	0.447	7.47	2.88	7.19		0.0126	9.40	0.00332	4.82	0.0422	0.01947	16.2	8.05	13.3	0.633	-	-	-	-	-

INSTITUTO CHILENO DEL ACERO. Tablas de perfiles. vol. 1. [Consultado el 18/3/2016]. Disponible en: http://metalicas-uv.weebly.com/uploads/8/7/8/7/8787102/perfiles_icha_selectos.pdf

Comparando la “S” (módulo de elasticidad) con los valores del cuadro 34 se puede observar que el valor de “S” calculado es menor al perfil seleccionado de 25 mm x 25 mm x 3 mm, por lo tanto la el perfil de la viga seleccionada soporta la carga ejercida por el dosificador, por la válvula de mariposa y por peso de la mezcla.

4.8.3.2 Deflexión máxima. De acuerdo con carga aplicada en la viga seleccionada de perfil en L, se produjo una deflexión máxima en la viga, la cual se calculó con la siguiente ecuación:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{192EI}$$

Donde:

- F = Carga aplicada en la viga (N).
- L = Longitud de la viga (m).
- I = Momento de inercia de la viga (m^4) (Se encuentra en el cuadro 34).
- E = Módulo de elasticidad del material (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).

Entonces,

$$y_{max} = \frac{(498,62 N) * (0,5 m)^3}{(192) * (2 \times 10^{11} Pa) * (7,97 \times 10^{-9} m^4)} = 2,03 \times 10^{-4} m$$

$$y_{max} = 2,03 \times 10^{-4} m * \left(\frac{1000 mm}{1 m} \right) = 0,203 mm$$

Como se observa, la deflexión es de 0,203 mm, lo cual es un valor muy bajo para ser considerado una deflexión crítica.

4.8.3.3 Cálculo de las columnas. Para el diseño de columnas se siguió la metodología empleada en el numeral 4.8.1.5

Se da mediante la siguiente ecuación:

$$\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} A_g$$

- P_n = Resistencia a la compresión LRFD (N).
- ϕ_c = Factor de resistencia a la compresión. (0,9) Debido a que se tiene que tener un factor de seguridad disminuyendo la resistencia a la compresión LRFD.
- F_{cr} = Esfuerzo de pandeo por flexión (Pa).
- A_g = Área Gross. (m^2) (Se encuentra en el cuadro 34).

La finalidad del cálculo de P_n (Resistencia a la compresión LRFD) es compararla con la fuerza soportada por la columna (en este caso la reacción en la viga), es decir, si P_n es mayor que la fuerza, el perfil seleccionado para la columna si

soporta la fuerza antes mencionada, de lo contrario se tendría que cambiar el perfil.

Para el cálculo de F_{cr} (Esfuerzo de pandeo por flexión) se tienen que tener en cuenta las siguientes condiciones:

$$\text{Si } \frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Entonces; } F_{cr} = \left(0,658 \frac{F_y}{F_e}\right) F_y$$

$$\text{Si } \frac{KL}{r} > 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \text{ Entonces; } F_{cr} = 0,877 F_e$$

Donde:

- K = Factor de longitud efectiva.
- L = Longitud de la columna.
- r = Radio de giro mínimo (m) (Se encuentra en el cuadro 34).
- E = Módulo de elasticidad del material. (Pa) (Se encuentra en cuadro 29).
- F_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico (Pa).

Para encontrar el valor de K (Factor de longitud efectiva) se utilizan las siguientes condiciones:

Cuadro 35. Valores aproximados del factor de longitud efectiva (K)

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	Rotación y traslación impedidas		Rotación libre y traslación impedida		Rotación impedida y traslación libre	
						
	Rotación y traslación libres					

Fuente: MC CORMAC, Jack y Csernak Stephen. Diseño De Estructuras De Acero. Quinta Edición ed. México: Alfa Omega Grupo Edición, Diciembre 2012. 736 p. ISBN 978 607 707 559 2. 458 p.

Como en las columnas a utilizar en el soporte del motor hay un extremo en los cuales la rotación y la traslación son libres, se interpreta mediante la situación (e) en el cuadro 35 donde el valor teórico para K (Factor de longitud efectiva) es igual a 2.

Teniendo el valor de K se puede resolver el procedimiento antes descrito para el cálculo de F_{cr} .

$$\frac{KL}{r} = \frac{2 * 2,016 \text{ m}}{0,00747 \text{ m}} = 539,7590$$

$$4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 4,71 * \sqrt{\frac{2 \times 10^{11} \text{ Pa}}{250 \times 10^6 \text{ Pa}}} = 133,2189$$

De tal forma que: $\frac{KL}{r} > 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$ Entonces; $F_{cr} = 0,877 F_e$

Para determinar F_e (Esfuerzo de pandeo crítico elástico) se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2}$$

Donde:

- K = Factor de longitud efectiva.
- L = Longitud de la columna (m).
- r = Radio de giro mínimo (m) (Se encuentra en el cuadro 34).
- E = Módulo de elasticidad del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico (Pa).

Entonces,

$$F_e = \frac{\pi^2 * 2 \times 10^{11} \text{ Pa}}{\left(\frac{2 * 2,016 \text{ m}}{0,00747 \text{ m}}\right)^2} = 6775321,341 \text{ Pa}$$

Obteniendo el valor de F_e (Esfuerzo de pandeo crítico elástico) se puede calcular F_{cr} con la relación antes determinada que dice:

$$F_{cr} = 0,877 F_e$$

- F_{cr} = Esfuerzo de pandeo por flexión (Pa).
- F_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa) (Se encuentra en el cuadro 29).
- F_e = Esfuerzo de pandeo crítico elástico (Pa).

Entonces;

$$F_{cr} = 0,877 * 6775321,341 Pa = 5941956,816 Pa$$

Con el cálculo de F_{cr} (Esfuerzo de pandeo por flexión), se puede calcular P_n (Resistencia a la compresión LRFD) para hacer la comparación con la fuerza soportada por la columna.

$$\phi_c P_n = \phi_c F_{cr} A_g = 0,9 * 5941956,816 Pa * 0,000143 m^2 = 764,729 N$$

A la fuerza soportada por la columna (en este caso la reacción debido a la carga en la viga) se le aplica un factor de seguridad por excesos de carga con los que no se cuenta por un valor de 1,4. Por lo tanto:

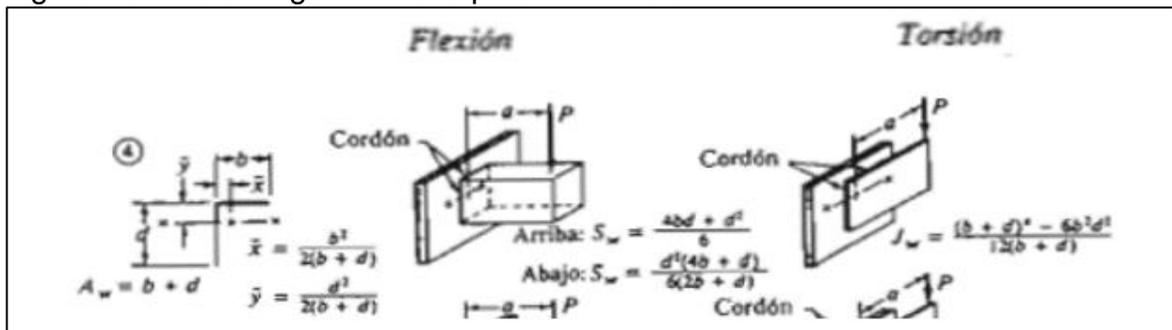
$$Fuerza \text{ en la columna} = 249,36 N * (1,4) = 349,104 N$$

En conclusión se puede observar que P_n es mayor que la fuerza soportada por la columna, por lo tanto el perfil en L antes seleccionado para la columna soporta la fuerza ejercida por el dosificador, la válvula de mariposa y el peso de la mezcla.

4.8.4 Soldadura en las estructuras. La soldadura se calculó por medio del método que considera la soldadura como una línea, descrito en el libro diseño de elementos de máquinas de Robert Mott, en el cual se analiza la soldadura por separado, según sea el tipo de carga aplicada y se calcula la fuerza por pulgada de lado de soldadura que se produce debido a cada carga.

Para el cálculo de la soldadura, hay que determinar la geometría de la unión a soldar, para así determinar los esfuerzos que se desarrollan en esta. Como la geometría de las estructuras es en L, la geometría de la línea de la soldadura tendrá que ser en L como se observa en la figura 45.

Figura 45. Factores geométricos para el análisis de soldadura



Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 786 p.

Debido a que en el lugar a soldar las dos partes de los perfiles en L para las estructuras solo se experimenta fuerza cortante, se calculara por medio del factor A_w .

$$A_w = b + d$$

Donde:

- d = Longitud vertical de perfil a soldar. (Pulg)
- b = Longitud horizontal de perfil a soldar. (Pulg)

$$b, d = 175 \text{ mm} \left(\frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}} \right) = 6,88 \text{ pulg}$$

Entonces;

$$A_w = (6,88 + 6,88) \text{ pulg} = 13,77 \text{ pulg}$$

Luego, es necesario el cálculo de la fuerza/ pulg de soldadura donde la ecuación se encuentra en el cuadro 36; dependiendo del tipo de carga que experimenta la unión, en este caso es cortante vertical directo, la cual es necesaria para calcular la longitud necesaria de lado.

Cuadro 36. Fórmula para fuerza / pulgada de soldadura en las estructuras

<i>Tipo de carga</i>	<i>Fórmula (y número de ecuación) para fuerza/pulgada de soldadura</i>	
Tensión o compresión directa	$f = P/A_w$	(20-4)
Cortante vertical directo	$f = V/A_w$	(20-5)
Flexión	$f = M/S_w$	(20-6)
Torsión	$f = Tc/J_w$	(20-7)

Para el tipo de carga de torsión, entonces;

$$f = \frac{V}{A_w}$$

Donde:

- A_w = Factor de soldadura.
- V = Carga soportada (Lb).

Por lo tanto,

$$V = 1065,56 \text{ N} \left(\frac{1 \text{ Lb}}{4,448 \text{ N}} \right) = 239,55 \text{ Lb}$$

Entonces;

$$f = \frac{(239,55 \text{ Lb})}{13,77 \text{ pulg}} = 17,38 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}}$$

Luego se calcula la longitud necesaria de lado mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Longitud necesaria de lado} = \frac{f}{\text{fuerza admisible por pulgada de lado}}$$

Para saber el valor de la fuerza admisible por pulgada de lado, se tiene que tener en cuenta el tipo de electrodo a utilizar.

Cuadro 37. Fuerzas sobre las soldaduras

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios:			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
Estructuras de puentes			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación. S.A. 2006. 9702608120. 785 p.

Como ilustra en el cuadro 37, se seleccionara el electrodo E60 y debido a que la estructura se considera de edificio ya que la carga es continua y no cíclica, el valor de la fuerza admisible por pulgada de lado es de 9600 lb/pulg.

Entonces;

$$\text{Longitud necesaria de lado} = \frac{17,38 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}}}{9600 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}} * \text{pulg de lado}} = 0,001810 \text{ pulg de lado}$$

Cuadro 38. Tamaños mínimos de cordón

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chafán (pulg)
≤ 1/2	3/16
> 1/2-3/4	1/4
> 3/4-1 1/4	5/16
> 1 1/4-2 1/4	3/8
> 2 1/4-6	1/2
> 6	5/8

Fuente: MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120. 785 p.

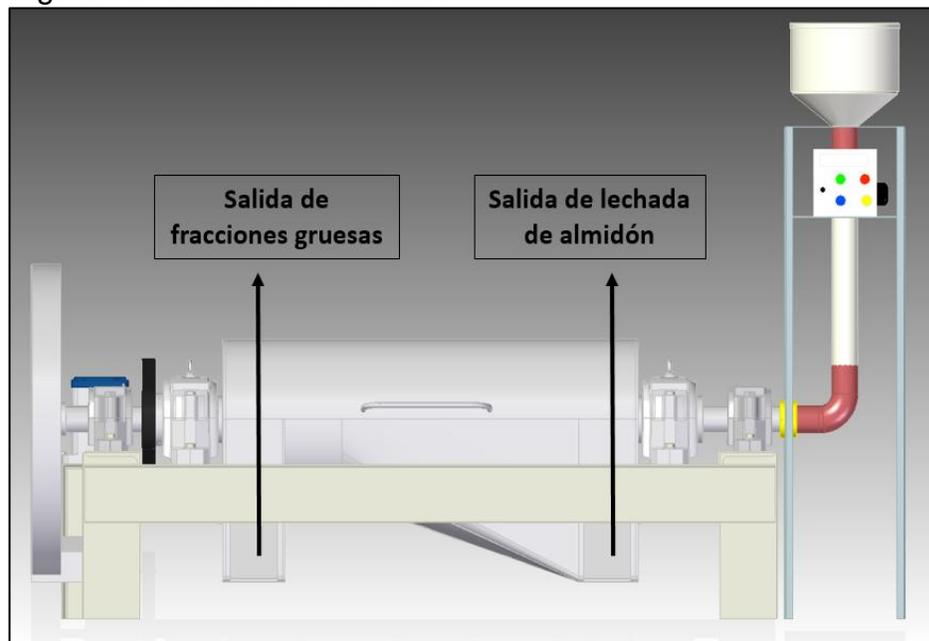
El espesor de la placa es de 0,2362, menor a $\frac{1}{2}$ ", y según el cuadro 38, el máximo permitido es de $\frac{3}{16}$ " (0,1875 pulg); comparándola con la calculada de 0,001810 pulg, si funciona.

4.9 DISEÑO DE LA CARCASA

La carcasa se diseña con el fin de proteger tanto las partes internas de la máquina como la seguridad del operario, ya que el tambor y el tornillo sinfín se encuentran en un movimiento rotatorio. El material es de acero inoxidable 304, ya que se encuentra en contacto directo con la lechada de almidón y las fracciones gruesas.

4.9.1 Salida de materiales. La salida de materiales en la carcasa se ilustra en la figura 46 con el fin de dirigir cada una hacia un destino diferente.

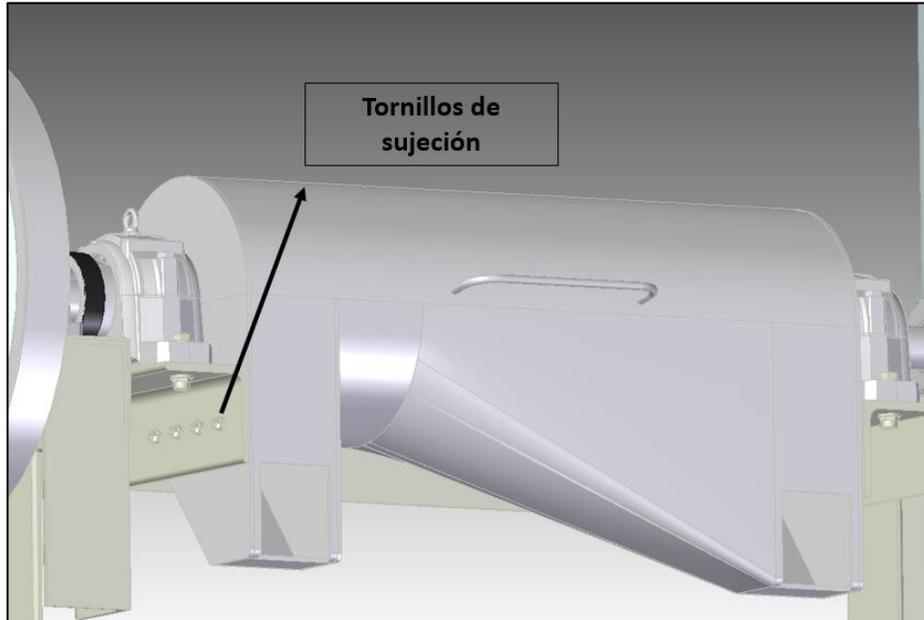
Figura 46. Salida de materiales



La salida de la lechada de crudo de almidón, se diseñó en ángulo, con el fin de que no se estanque material en algún lugar de la salida debido a que es un material líquido.

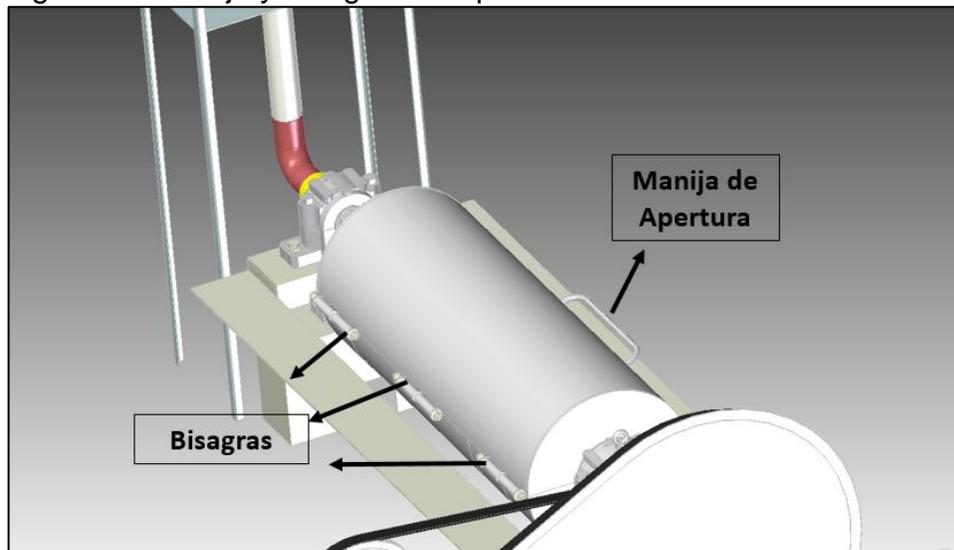
4.9.2 Tornillos de sujeción. Para sostener la carcasa a la estructura, se le colocan 8 tornillos de $\frac{1}{2}$ " a cada lado de salida de material, así como lo ilustra la figura 47.

Figura 47. Tornillos de sujeción de la carcasa



4.9.3 Apertura y cierre de carcasa. Se diseña con una manija y unas bisagras las cuales se muestran en la figura 48 con el fin de tener acceso al tambor, ya sea con motivos de mantenimiento o facilidad de ensamble y desarme.

Figura 48. Manija y bisagras de apertura



5. SIMULACIÓN

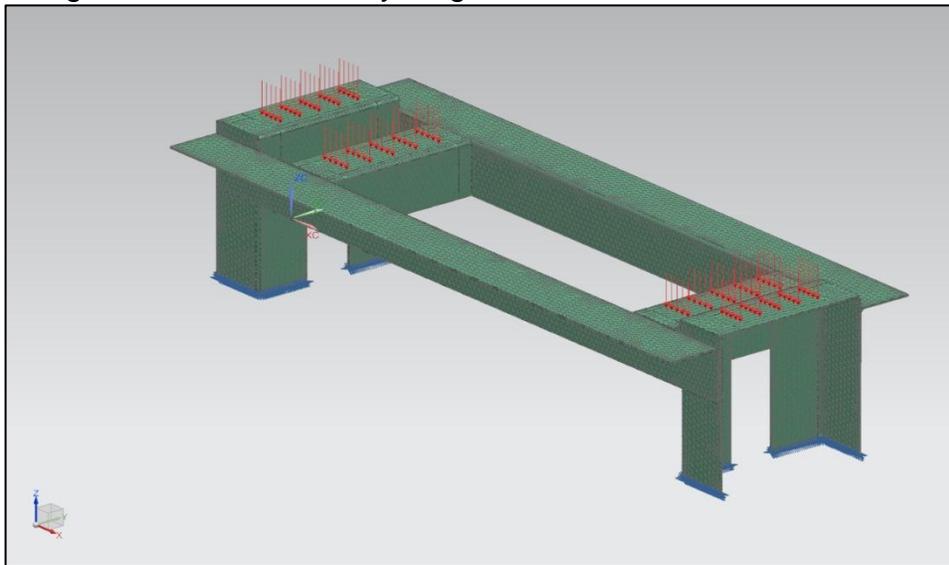
A partir de todos los cálculos desarrollados anteriormente, se presenta la simulación estructural tanto del decantador, del motor, del dosificador y de la hélice del tornillo sinfín, las restricciones, cargas y diferentes simulaciones para cada uno de los sistemas descritos anteriormente.

5.1 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL DECANTADOR

La estructura del dosificador soporta un total de 108,76 Kg (1065,56 N), la cual será aplicada de una manera distribuida en cada una de las vigas en donde están acopladas las chumaceras.

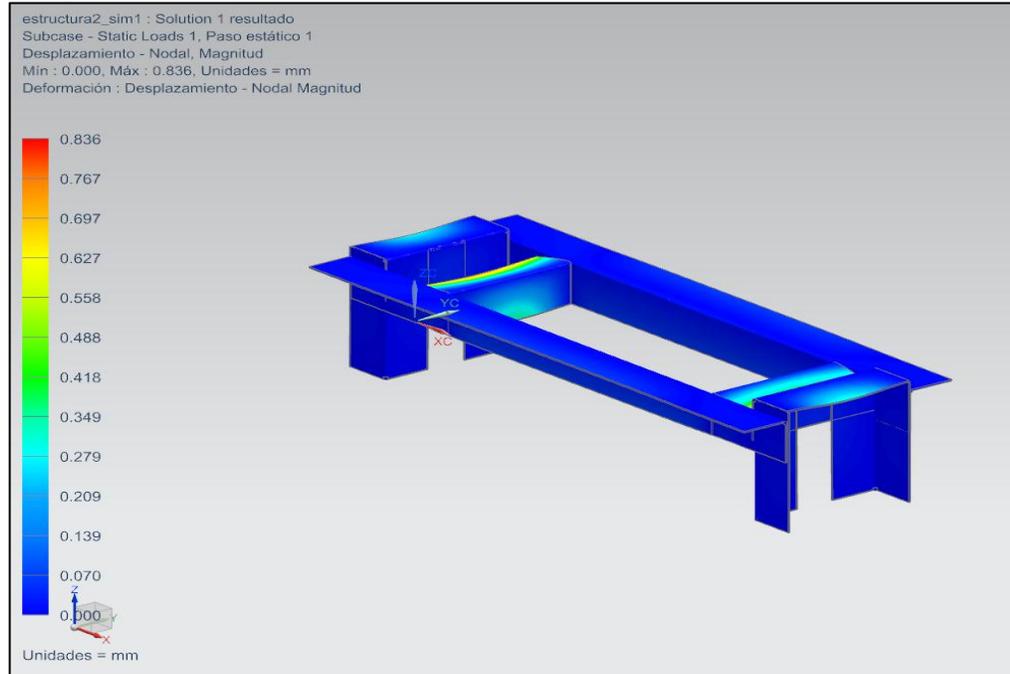
5.1.1 Restricciones y cargas en la estructura del decantador. Se hace una restricción en la parte inferior de las columnas de la estructura (color azul) y se aplica la carga de 1065,56 N distribuida (color rojo) como se observa en la imagen 21.

Imagen 21. Restricciones y cargas en la estructura del decantador



5.1.2 Simulación del desplazamiento nodal. Se observan los resultados de los desplazamientos en los elementos más críticos de la estructura del decantador. (Los resultados se encuentran en mm).

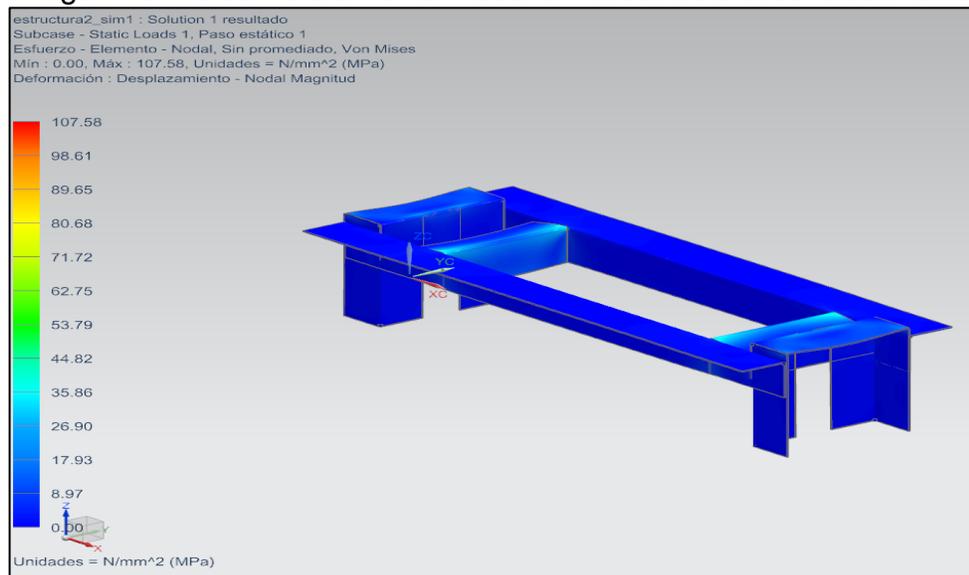
Imagen 22. Desplazamiento nodal en la estructura del decantador



Como se observa en la imagen 22, el mayor desplazamiento en los elementos más críticos de la estructura del decantador es de 0,836 mm, lo cual es un valor muy bajo para ser considerado un problema en la estructura.

5.1.3 Simulación de esfuerzo elemental nodal. Se observan en las partes más críticas de la estructura los máximos esfuerzos a los cuales se encuentran sometidos.

Imagen 23. Esfuerzo elemental nodal en la estructura del decantador



Como se observa en la imagen 23, el mayor esfuerzo en las partes más críticas de la estructura es de 107,58 MPa, el cual es un valor muy bajo comparado con el esfuerzo de fluencia de acero estructural ASTM A 36 el cual es de 250 MPa.

Calculando el factor de seguridad:

$$F.S. = \frac{\sigma_y}{\sigma_{adm}}$$

Donde:

- σ_{adm} = Esfuerzo Admisible. (Pa)
- σ_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa)
- $F.S.$ = Factor de seguridad.

Entonces;

$$F.S. = \frac{250 \text{ MPa}}{107,58 \text{ MPa}} = 2,32$$

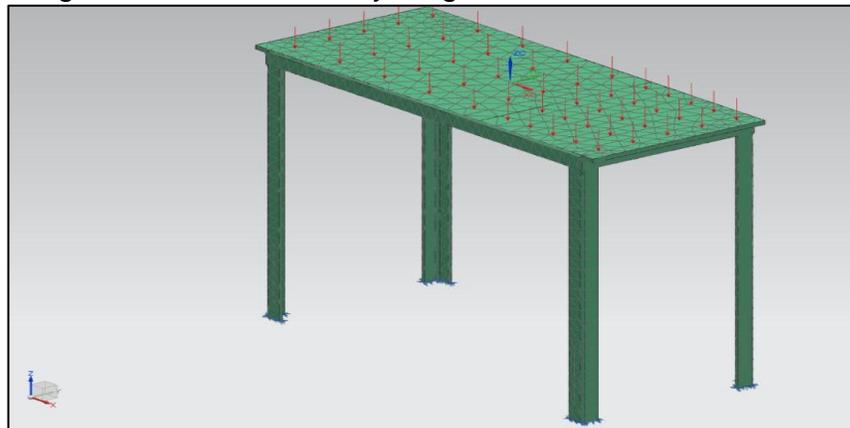
Como resultado, el factor de seguridad es aproximadamente 2, el cual es un valor aceptable en términos de diseño. Es necesario tener en cuenta que la simulación por elementos finitos es el resultado aproximado más no real del comportamiento de la estructura.

5.2 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MOTOR

La estructura del motor soporta un total de 88 Kg (862,4 N), la cual será aplicada de una manera distribuida en la viga superior.

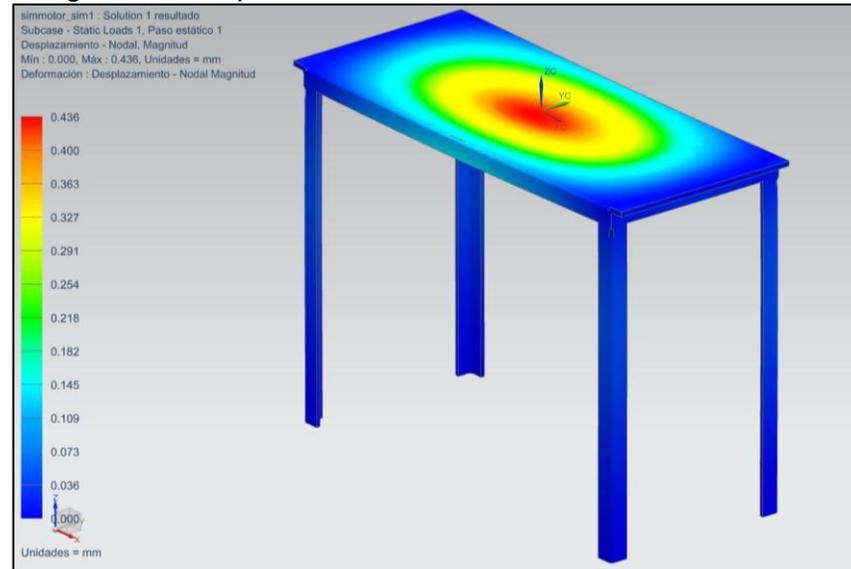
5.2.1 Restricciones y cargas en la estructura del motor. Se hace una restricción en la parte inferior de las columnas de la estructura (color azul) y se aplica la carga de 862,4 N distribuida (color rojo) como se observa en la imagen 24.

Imagen 24. Restricciones y cargas en la estructura del motor



5.2.2 Simulación del desplazamiento nodal. Se observan los resultados de los desplazamientos en los elementos más críticos de la estructura del motor. (Los resultados se encuentran en mm).

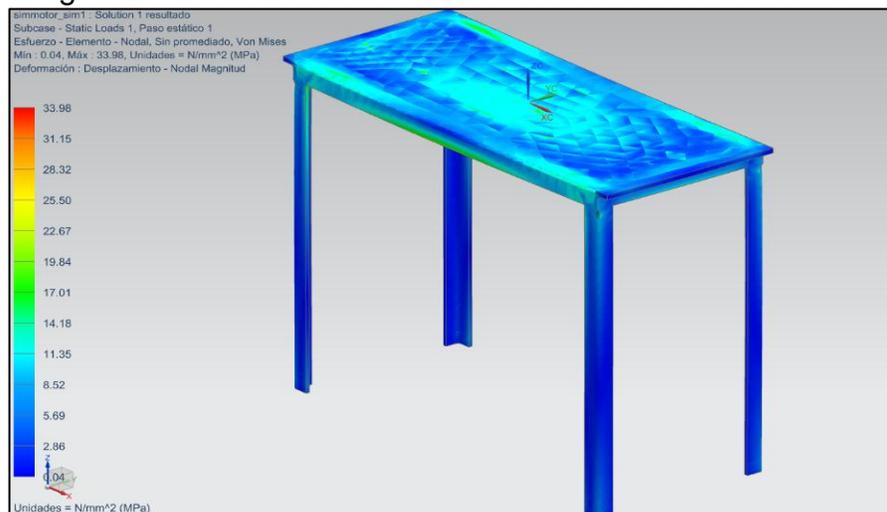
Imagen 25. Desplazamiento nodal en la estructura del motor



Como se observa en la imagen 25, el mayor desplazamiento en los elementos más críticos de la estructura del motor es de 0,436 mm, lo cual es un valor muy bajo para ser considerado un problema en la estructura.

5.2.3 Simulación de esfuerzo elemental nodal. Se observan en las partes más críticas de la estructura los máximos esfuerzos a los cuales se encuentran sometidos.

Imagen 26. Esfuerzo elemental nodal en la estructura del motor



Como se observa en la imagen 26, el mayor esfuerzo en las partes más críticas de la estructura es de 33,98 MPa, el cual es un valor muy bajo comparado con el esfuerzo de fluencia de acero estructural ASTM A 36 que es de 250 MPa.

5.3 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL DOSIFICADOR

La estructura del motor soporta un total de 50,88 Kg (498,72 N), la cual será aplicada de una manera distribuida en la viga superior.

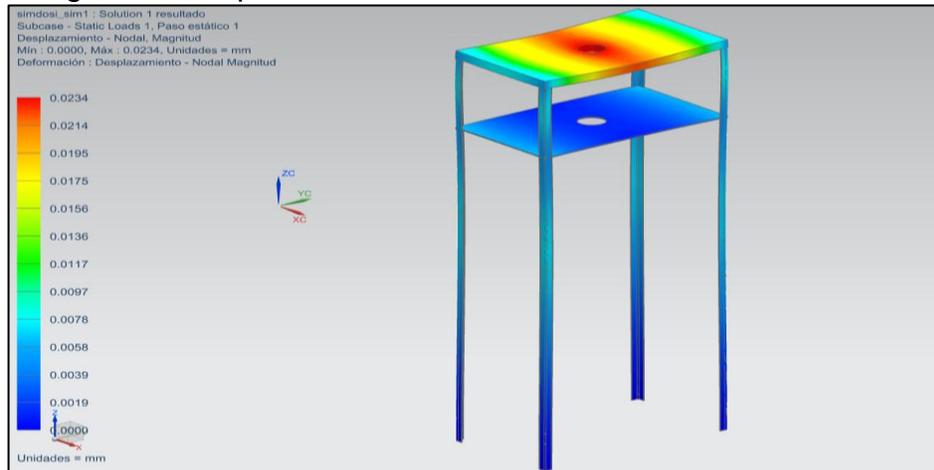
5.3.1 Restricciones y cargas en la estructura del dosificador. Se hace una restricción en la parte inferior de las columnas de la estructura (color azul) y se aplica la carga de 498,72 N distribuida (color rojo) como se observa en la imagen 27.

Imagen 27. Restricciones y cargas en la estructura del dosificador



5.3.2 Simulación del desplazamiento nodal. Se observan los resultados de los desplazamientos en los elementos más críticos de la estructura del motor. (Los resultados se encuentran en mm).

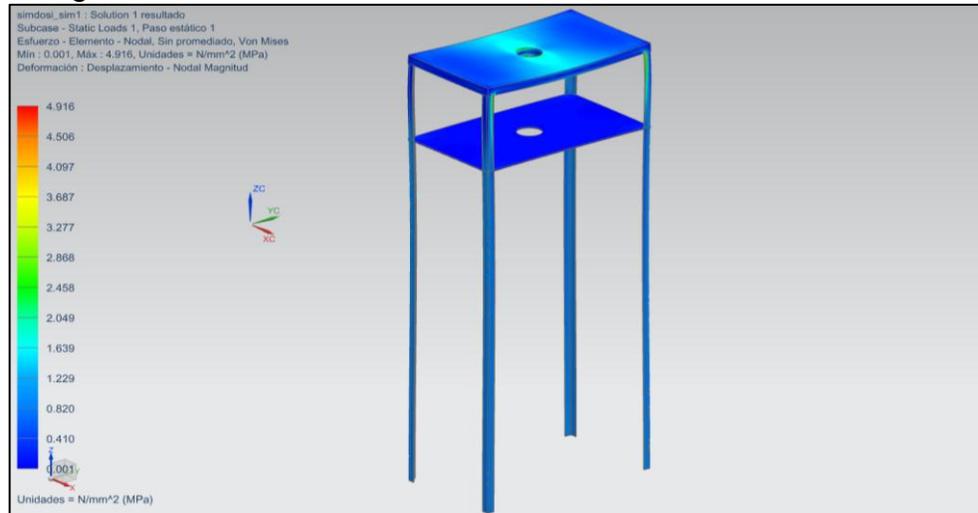
Imagen 28. Desplazamiento nodal en la estructura del dosificador



Como se observa en la imagen 28, el mayor desplazamiento en los elementos más críticos de la estructura del motor es de 0,0234 mm, el cual es un valor muy bajo para ser considerado un problema en la estructura.

5.3.3 Simulación de esfuerzo elemental nodal. Se observan en las partes más críticas de la estructura los máximos esfuerzos a los cuales se encuentran sometidos.

Imagen 29 Esfuerzo elemental nodal en la estructura del dosificador



Como se observa en la imagen 29, el mayor esfuerzo en las partes más críticas de la estructura es de 4,916 MPa, el cual es un valor muy bajo comparado con el esfuerzo de fluencia de acero estructural ASTM A 36 que es de 250 MPa.

Calculando el factor de seguridad, entonces;

$$F.S. = \frac{\sigma_y}{\sigma_{adm}}$$

Donde:

- σ_{adm} = Esfuerzo Admisible. (Pa)
- σ_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa)
- $F.S.$ = Factor de seguridad

$$F.S. = \frac{250 \text{ MPa}}{4,916 \text{ MPa}} = 50,85$$

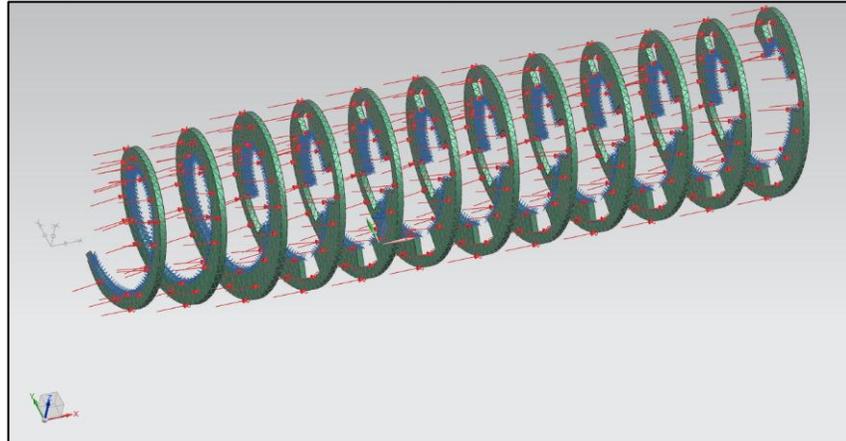
Como resultado el factor de seguridad es aproximadamente 51, este valor de seguridad es alto, ya que el perfil seleccionado es el más pequeño que se encuentra en el mercado.

5.4 SIMULACIÓN DE LA HELICE DEL TORNILLO SINFÍN

La hélice del tornillo sinfín soporta una presión de 101 psi, la cual será aplicada de una manera axial en las superficies laterales de la hélice aumentando de una manera progresiva hasta 101 psi, cada 3 hélices de derecha a izquierda.

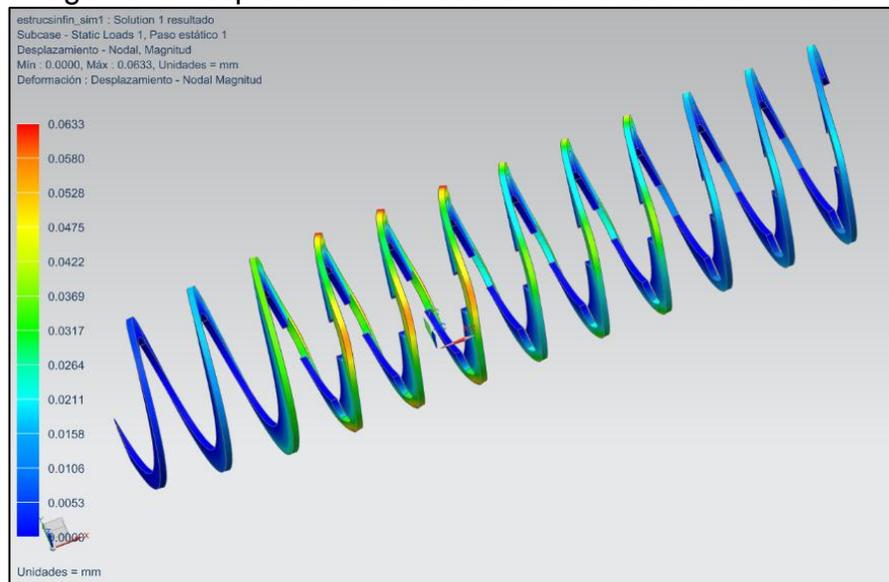
5.4.1 Restricciones y cargas en la hélice del tornillo sinfín. Se hace una restricción en la parte inferior de la hélice, las cuales van soldadas a la tubería (color azul) y se aplica la presión de 101 psi distribuida (color rojo) como se observa en la imagen 30.

Imagen 30. Restricciones y cargas en la hélice tornillo sinfín



5.4.2 Simulación del desplazamiento nodal. Se observan los resultados de los desplazamientos en los elementos más críticos de la hélice del tornillo sinfín. (Los resultados se encuentran en mm).

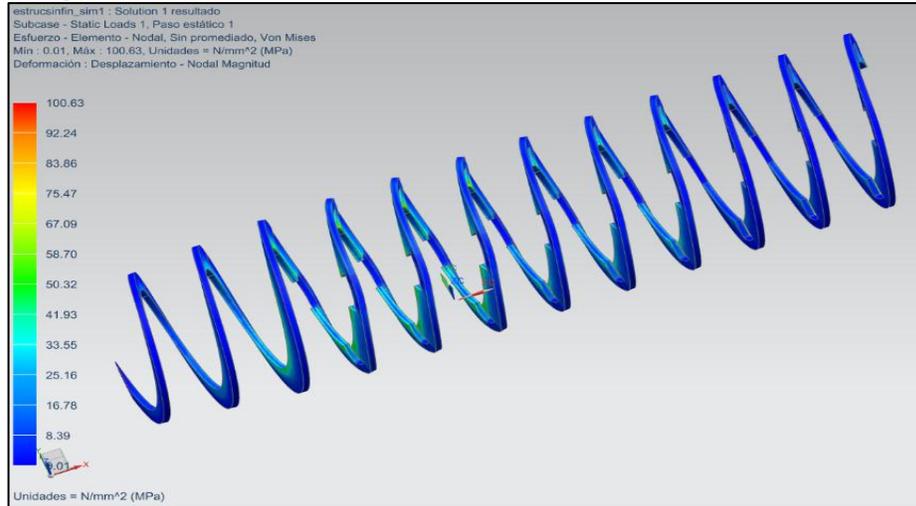
Imagen 31. Desplazamiento nodal en la hélice del tornillo sinfín



Como se observa en la imagen 31, el mayor desplazamiento en los elementos más críticos de la estructura del motor es de 0,0633 mm, el cual es un valor muy bajo para ser considerado un problema en el diseño de la hélice.

5.4.3 Simulación de esfuerzo elemental nodal. Se observan en las partes más críticas de la hélice los máximos esfuerzos a los cuales se encuentra sometida.

Imagen 32. Esfuerzo elemental nodal en la hélice



Como se observa en la imagen 32, el mayor esfuerzo en las partes más críticas de la hélice es de 100,63 MPa, el cual es un valor muy bajo comparado con el esfuerzo de fluencia de acero inoxidable 304 que es de 205 MPa. Este esfuerzo es muy alto en comparación a la deformación, debido a que algunas hélices son huecas y otras sólidas.

Calculando el factor de seguridad, entonces,

$$F.S. = \frac{\sigma_y}{\sigma_{adm}}$$

Donde:

- σ_{adm} = Esfuerzo Admisible. (Pa)
- σ_y = Esfuerzo de fluencia del material. (Pa)
- $F.S.$ = Factor de seguridad.

$$F.S. = \frac{250 \text{ MPa}}{100,63 \text{ MPa}} = 2,48$$

Como resultado, el factor de seguridad es aproximadamente 2, el cual es un valor aceptable en términos de diseño. Es necesario tener en cuenta que la simulación por elementos finitos es el resultado aproximado más no real del comportamiento de la estructura.

6. SISTEMA DE CONTROL

En este capítulo se ilustra el funcionamiento automatizado del decantador, en el cual el accionamiento del motor que mueve el tornillo sinfín, el tambor y la válvula de mariposa que permite el flujo de material hacia el sistema, las cuales se controlan de manera independiente, por medio de botones pulsadores para el encendido del motor y la apertura de la válvula, además que cada uno cuenta con un temporizador en caso de que sea necesario contabilizar un tiempo específico para el paro de cada uno.

6.1 LISTADO DE FUNCIONES

De manera enumerada se ilustraran las funciones a desarrollar por el sistema eléctrico para el funcionamiento automatizado del decantador centrífugo:

1. Encendido del motor con el pulsador. (De ser necesario, agregar un tiempo determinado para que este se apague).
2. Arranque del tornillo sinfín a 74,65 RPM y del tambor a 1832 RPM.
3. Apertura de la válvula de mariposa con el pulsador. (De ser necesario, agregar un tiempo determinado al temporizador para que se cierre).
4. Encendido de señal luminosa verde debido al funcionamiento del motor.
5. Esperar el tiempo del temporizador de la válvula u obturar el pulsador para cerrar.
6. Esperar el tiempo del temporizador del motor u obturar el pulsador del motor para apagar.
7. Encendido de señal luminosa roja debido al paro del motor.
8. Paro de emergencia de ser necesario.

6.2 COMPONENTES NECESARIOS

Conociendo las funciones que se deben desempeñar, por medio del cuadro 39, se ilustran los componentes y el correspondiente símbolo, para el diseño del sistema eléctrico automatizado.

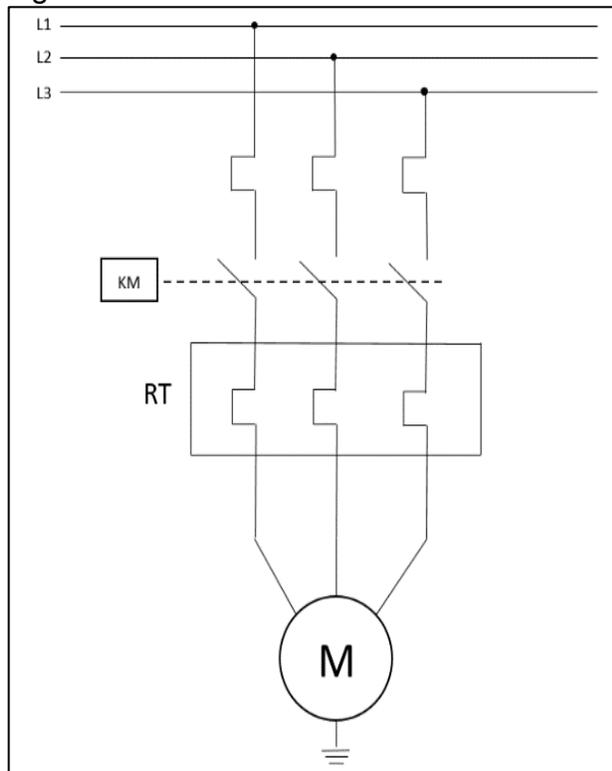
Cuadro 39. Simbología del sistema eléctrico

Símbolo	Significado
PE	Paro de Emergencia
RT	Relé térmico
PM	Paro del motor
AM	Arranque del motor
KM	Relé de accionamiento del motor
T1	Temporizador del motor
IA	Indicador luminoso de arranque
IP	Indicador luminoso de parada
AV	Abrir válvula
CV	Cerrar válvula
KT	Relé de válvula
T2	Temporizador de la válvula
VM	Válvula de mariposa

6.3 CIRCUITO DE FUERZA

El circuito de fuerza como lo ilustra la figura 49, consta de 3 fusibles los cuales están conectados a líneas de corriente y a una protección térmica, denominado en este caso relé térmico, encargado de suministrar la energía al motor trifásico.

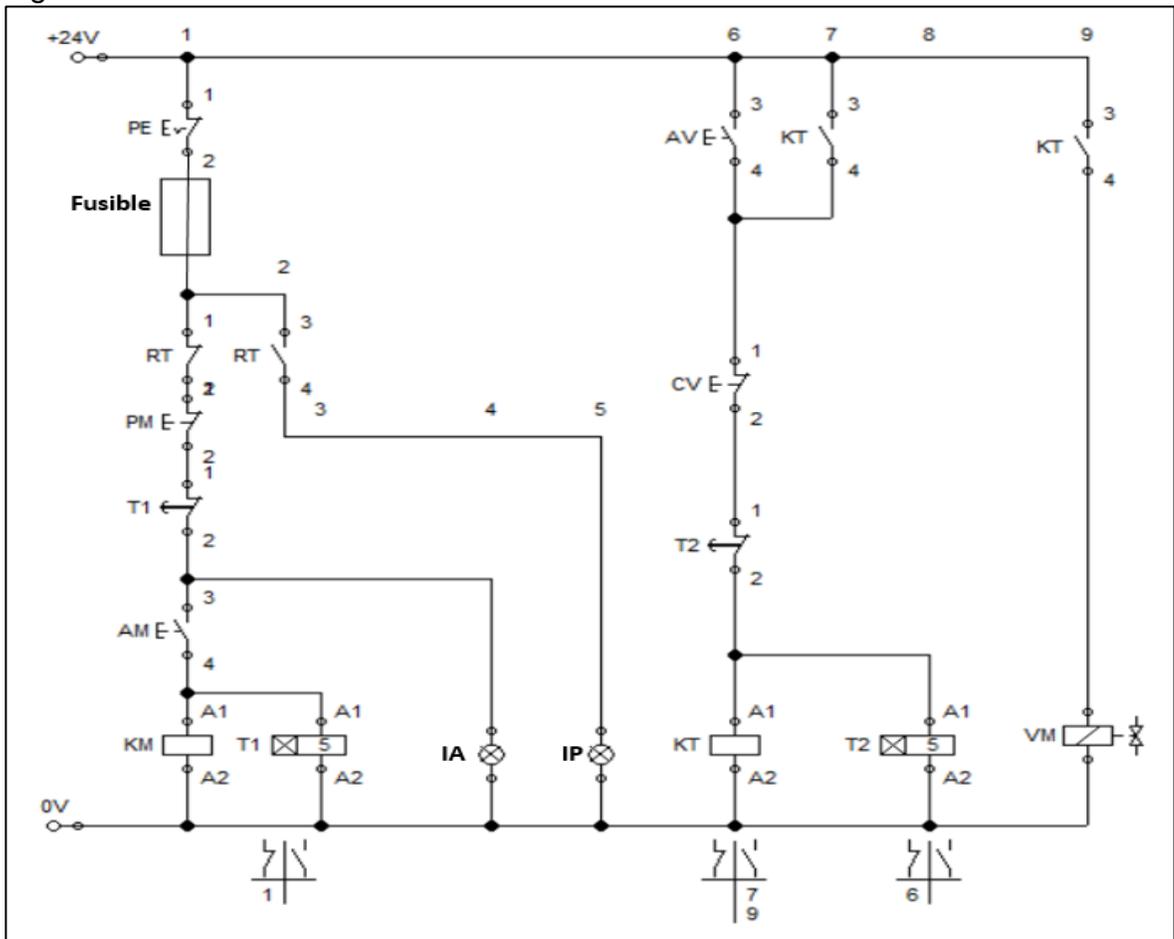
Figura 49. Circuito de fuerza



6.4 CIRCUITO DE CONTROL

A continuación se muestra el circuito de control del sistema eléctrico en el cual se llevan a cabo las acciones de apertura y cierre de válvula, y de arranque y parada del motor.

Figura 50. Circuito de control



La figura 47 ilustra el funcionamiento automatizado el motor y de la válvula de mariposa, los cuales serán descritos a continuación de una manera específica y detallada.

6.4.1 Funcionamiento automatizado del motor. Al momento de pulsar el botón AM, se energiza el relé KM del motor, lo que hace que inicie el giro del tornillo sinfín y el tambor, luego se energiza el temporizador T1; en cuanto el tiempo designado se cumpla, se accionara el pulsador T1 y se apagara el motor (el tiempo es opcional); para el paro de motor manualmente se acciona el pulsador PM.

En el momento en que el motor esté en funcionamiento se verá encendido IA, el cual es de color verde y en el momento en que se apague el motor, se verá encendido IP, el cual es de color rojo.

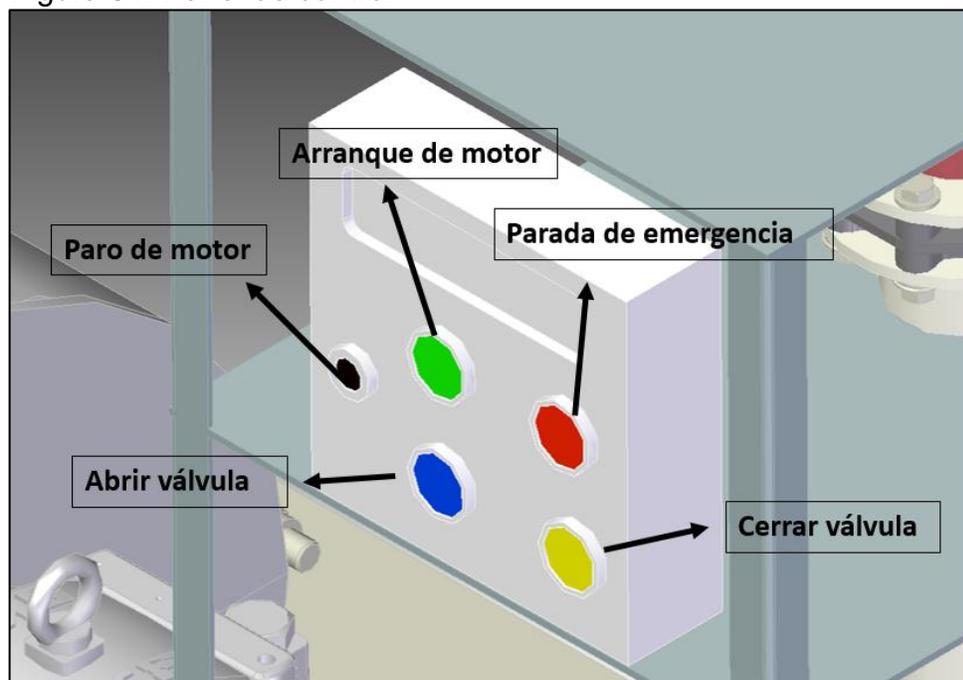
6.4.2 Funcionamiento automatizado del sistema dosificador. Para que el sistema empiece a dosificar se necesita accionar el pulsador AV, el cual permite el paso de energía y energiza el relé KT que acciona el contacto KT y abre la válvula de mariposa VM, lo que permite el flujo de mezcla hacia el sistema, luego se energiza el temporizador T2; cuando el tiempo designado se cumple, se acciona el pulsador T2 y se desenergiza la válvula de mariposa VM, impidiendo el flujo de mezcla (el tiempo es opcional); para el cierre de válvula manualmente se acciona el pulsador CV.

6.4.3 Paro de emergencia. El circuito de control del decantador centrifugo cuenta con un pulsador de paro de emergencia por si se necesita detener el funcionamiento de la maquina en cualquier momento, ya sea por decisión propia del operador o por alguna emergencia o eventualidad que ocurra en el sitio de ubicación de la máquina.

6.5. PANEL DE CONTROL

El panel de control contiene los pulsadores necesarios para el control completo de la máquina.

Figura 51. Panel de control



Como se muestra en la figura 51, se encuentran los pulsadores encargados de arranque y paro del motor, de la apertura y cierre de la válvula de mariposa encargada de dejar fluir o no la mezcla hacia el sistema y un pulsador de paro de emergencia.

7. COSTOS

En este capítulo se determinó el valor total de la máquina teniendo en cuenta los costos de fabricación y los costos de puesta en marcha, entre los cuales están, los costos unitarios de materiales y de todos los componentes, además de la soldadura, electricidad y todos los elementos necesarios para automatizar el proceso.

7.1 COSTOS DE FABRICACIÓN

El valor de cada componente necesario para la fabricación de la máquina se presenta en el cuadro 40 de una manera unitaria y se multiplica por la cantidad de cada componente que se encuentra en la máquina.

Cuadro 40. Costos de materiales

Componente	Cantidad	Valor unitario (\$)	Total (\$)
Tornillo ½ pulg	12	300	3.600
Tornillo M20	8	400	3.200
Tornillo Allen prisionero ¼ pulg	6	150	900
Pernos 3/16 pulg	8	200	1.600
Chumacera SKF SNL 518-615	2	514.500	1.022.900
Chumacera SKF SNLN 3028	2	654.800	1.309.600
Rodamiento rígido de una sola hilera SKF 6007	2	8.600	17.200
Rodamiento rígido de una sola hilera SKF 16018	1	194.100	194.100
Motor eléctrico Siemens 3 Hp 900 RPM	1	1.086.000	1.086.000
Placa perfil en L Acero A-36 175x175x2190 mm	2	200.000	400.000
Placa perfil en L Acero A-36 175x175x500 mm	8	50.000	400.000
Placa perfil en L Acero A-36 25x25x1486 mm	8	30.000	240.000
Placa en acero A-36 500x380x4 mm	2	25.000	50.000
Polea trapecial D 69 mm	1	48.850	48.850
Polea trapecial D 357 mm	1	350.400	350.400
Polea trapecial D 174 mm	1	135.400	135.400
Polea trapecial D 850 mm	1	700.500	700.500
Engranajes cónicos 25 dientes Pd 5	3	55.000	165.000
Tornillo sinfín	1	4.000.000	4.000.000
Tubería de Acero inoxidable	1	2.200.000	2.000.000
Válvula de mariposa tipo waffer D 80	1	2.200.000	2.200.000
Sello Mecánico rotativo simple 891	1	80.000	80.000
Banda trapezoidal 3V 1320	1	50.000	50.000
Banda trapezoidal 3V 1000	1	60.000	60.000
TOTAL			\$ 14.519.250 COP

7.2 COSTOS DE PUESTA EN MARCHA

A continuación en el cuadro 41, se ilustran los costos para que la máquina se pueda poner en marcha.

Cuadro 41. Costos de puesta en marcha

DESCRIPCIÓN	VALOR (\$)
Soldadura	1.200.000
Automatización	900.000
Electricidad	500.000
TOTAL	\$ 2.600.000

7.3 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

A continuación se presenta el costo total de la máquina, contando con los costos de fabricación y los costos de puesta en marcha.

$$\text{Costo total} = \text{Costo fabricación} + \text{costo de puesta en marcha}$$

$$\text{Costo total} = \$ 14'.519.250 + \$2'.600.000 = \$ 17'.119.250 \text{ COP}$$

8. CONCLUSIONES

- Se aportó a la creación de un proceso optimizado industrial de almidón proveniente de quinua por medio del diseño de un decantador centrífugo encargado del mezclado y el filtrado de crudo de almidón.
- Automatizando este proceso, se ayudará a que la extracción del almidón de forma manual desaparezca, facilitando así el trabajo de los operarios, con un manejo simple de la máquina y una optimización en dicho proceso.
- La tolerancia entre la altura de hélice del tornillo sinfín y el diámetro interno del tambor, se especificó por el tamaño de grano de la semilla de quinua el cual es menor a 1.8 mm.
- Mediante el diseño del decantador centrífugo se reemplazó el uso de filtros de malla, ya que la vida útil de estos elementos es muy corta y esto se ve reflejado en los costos de mantenimiento.
- No se consideró un análisis de sensibilidad de malla en la simulación de elementos finitos, por lo tanto los resultados pueden variar con respecto a los experimentales.

9. RECOMENDACIONES

- Para lograr un proceso más optimizado en la extracción de almidón a partir de la semilla de quinua es necesario profundizar en el desarrollo de un sistema a escala industrial.
- Se recomienda desarrollar un sistema automatizado para la recolección de la salida de fracciones gruesas y de lechada de crudo de almidón con el fin de facilitar la conexión a la siguiente tapa.
- Desarrollar un material más resistente al desgaste para reemplazar los V'rings, los cuales están encargados de evitar la filtración de líquidos hacia la salida del sistema.
- Se recomienda el uso de un filtro en la salida de crudo de almidón, de 35 mesh (el cual bloquea el paso de partículas hasta 0.5 mm), para prevenir cualquier intrusión de fracciones gruesas.

BIBLIOGRAFÍA

ACESCO. Propiedades mecánicas de los aceros. [Consultado el 10/06/2016]. Disponible en: <a href='http://www.acesco.com/archivos/descargas/acero-laminado-en-caliente-ficha-tecnica.pdf'

ACUÑA, Harold. Extracción, caracterización y aplicación de almidón de ñame variedad blanco (dioscorea trifida) originario de la región amazónica colombiana para la elaboración de productos horneados. Universidad Nacional de Colombia. 2012. 18-20 p.

ADVANCED MINERAL PROCESSING. Funcionamiento hidrociclones. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.ampmineral.com/equipos/hidrociclones.php>

ALAN & SUTHERLAND, Ken. Decanter Centrifuge Handbook. 1 ed. Oxford, United Kingdom: Elsevier Advanced Technology, 2001. 4211856173690 9781856173698

AMERO. Gorbitz y R Luna, Ministerio de agricultura, Boletín n°54.

ATL, Portal del agua. Propiedades físicas del agua. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: http://atl.org.mx/index.php?option=com_content&view=article&id=293:fisica&catid=72:ciencias-naturales&Itemid=480

BELITZ, H.D. Grosch, Werner. Química De Los Alimentos. Zaragoza: Acribia, 1997. ISBN 8420006319

BERNAL B., C.R., CARDENAS, O., DAZA, P., ECHEVERRY, A. & ROZO, W. Octenilsuccinato alumínico de almidón de quinua - grado cosmético - y su certificación bajo la denominación de "ingrediente natural".

BERNAL, Claudio. Proceso De Obtención De Almidón A partir De Granos Semilla Quinua. Fundación Universidad de América: 2015.

BERNAL B., Claudio R., et al. Quinua en Colombia. Primera entrega: Un nuevo enfoque de negocio. 2015-09-14.

BONNET. Suministros y maquinarias S.L. [Consultado el 17/3/2016]. Disponible en: <http://www.bonnet.es/clasificacionacerinox.pdf>

CALVO, Miguel. Bioquímica de los alimentos. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://milksci.unizar.es/bioquimica/temas/azucares/almidon.html>

CERVILLA, N. Propiedades físicas de semillas y análisis proximal de harinas de chenopodium quinoa willd. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: <http://frre.utn.edu.ar/IJCyT/clean/files/get/item/2209>

CHESTERTON INDUSTRY. Catálogo de sellos Mecánicos. [Consultado el 8/6/2016]. Disponible en: <http://pdf.directindustry.es/pdf/aw-chesterton-company/catalogo-sellos-mecanicos/17469-510191.html>

CIAT. Sección Utilización de Yuca. Maquinaria y Equipo Tecnológico para la Industria de Extracción de Almidón de Yuca. Principio de Funcionamiento, características y Mejoras Tecnológicas. Cali, Colombia. 2010. 8 p.

COBANA, M. Revista de la Sociedad Química del Perú - Proceso de extracción de almidón de yuca por vía seca. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: http://www.scielo.org.bo/scielo.php?pid=S0250-54602007000100014&script=sci_arttext

CODEXALIMENTARIOUS. El mundo del almidón. [Consultado el 8/2/2016]. Disponible en: <http://www.fao.org/fao-who-codexalimentarius/gsfonline/foods/details/en/>

COLLAZOS, C.P.L White, H.S. White et al, 1975 “La Composición de los alimentos peruanos” Instituto de Nutrición-Ministerio de Salud.

DOYLA, Katty. Revista de la Sociedad Química del Perú - Extracción y caracterización del almidón de tres variedades de quinua (*Chenopodium quinoa Willd*) negra collana, pasankalla roja y blanca Junín. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: http://www.scielo.org.pe/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1810-634X2015000100006

ELLIS, R.P., P. Cochrane, M. Finlay, C. Duffus, A. Lynn, I.M. Morrison, R. Derek, J. Stuart-Swanston y S.A. Tiller. Starch production and industrial use. *J. Food Sci Agricul.* 1998. 289-311 p.

ERPE, & INIAP. Manual de producción de quinua de calidad en el Ecuador. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/712/1/1312.pdf>

ESPIASA. Batería de hidrociclones. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.espiasa.com.pe/bateria-o-nido-de-hidrociclones.html>

FRITSCH. Cutting Mills: Fast, Safe & Simple. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: http://www.fritsch.es/uploads/tx_downloads/e_Cutting_Mills.pdf

GALÁN GARCÍA, José Luis. Sistemas De Unidades Físicas. Barcelona: Reverté, 1987. 8429143017 9788429143010

GOOD FELLOW. Materiales para la investigación científica y fabricación. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: <http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-304.html>

GONZÁLEZ, Luis. Esfuerzo de aplastamiento. [Consultado el 3/6/2016]. Disponible en: <http://www.angelfire.com/pro2/resmat/U02/04esfuerzoaplastamiento/esfap.htm>

HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven. Elementos De Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. 970102799X.

HD CENTRIFUGE. Centrifugas verticales con descarga inferior. [Consultado el 17/2/2016]. Disponible en: <http://www.hdcentrifuge.es/>

INGEMECANICA. Ingeniería, consultoría y formación. [Consultado el 14/3/2016]. Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>

INSTITUTO CHILENO DEL ACERO. Tablas de perfiles. Vol. 1. [Consultado el 18/3/2016]. Disponible en: http://metalicas-uv.weebly.com/uploads/8/7/8/7/8787102/perfiles_icha_selectos.pdf

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 2008.

_____. Documentación. Referencias bibliográficas. Contenido, forma y estructura. NTC 5613. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 2008.

_____. Documentación. Referencias documentales para fuentes de información electrónica. NTC 4490. Sexta actualización. Bogotá: El Instituto, 1998.

JÄGER, Matthias. El cultivo de la Quinoa en Colombia y sus perspectivas futuras. 27 de agosto. Vol. 1.

LUCERO, Giovanni. Incidencia de la producción de quinoa en el desarrollo económico Local. [Consultado el 8/2/2016]. Disponible en: <http://www.uasb.edu.ec/UserFiles/385/File/Giovanni%20Lucero.pdf>

MC CORMAC, Jack y Csernak Stephen. Diseño de estructuras de acero. Quinta Edición ed. México: Alfa Omega Grupo Edición, Diciembre 2012. 736 p. ISBN 978 607 707 559 2. 450-480 p.

MEDINA, Jorge Alberto y SALAS, Juan camilo. Caracterización morfológica del granulo de almidón nativo: Apariencia, forma, tamaño y su distribución. MICROESTRUCTURAS DE ACERO. Propiedades acero inoxidable. [Consultado el 4/6/2016]. Disponible en: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.pdf>

MONTOYA, Susana. Industrialización de la yuca. Universidad del Valle. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.ilustrados.com/documentos/inadustrializacion-yuca-270308.pdf>

MOTT, Robert L., et al. Diseño De Elementos De Máquinas. México: Pearson educación, S.A, 2006. 9702608120.

MUJICA, A. Selección de variedades de quinua (*chenopodium quinoa* Wild) en Chapingo, México. 1983. Tesis maestro en Ciencias. Centro de Genética, Colegio de Postgraduados. Chapingo, México.

MURILLO, Alipio Canahua y SÁNCHEZ, Ángel Mujica. QUINUA: Pasado, presente y futuro. En: Agro Enfoque. Ene. Vol. 28, no. 186.

NABERTHERM. Tecnología para Procesos. [Consultado el 2/1/2016]. Disponible en: <http://www.nabertherm.com/produkte/thermprozesstechnik/es>
NETAFIM. Mesh Vs. Micron Comparison Chart. 2013.

NORTON, Robert L.; CAGIGAS CASTELLO-TÁRREGA, Carlota de las Mercedes y SÁNCHEZ GARCÍA, Gabriel. Diseño De Máquinas. México: Prentice Hall, 1999. ISBN 9701702573.

ORBEOLIVE. Productor de aceite de oliva virgen extra. [Consultado el 2/17/2016]. Disponible en: <http://www.orbeolive.com/blog/ES/elaboracion-del-aceite-de-oliva-en-la-almazara/>

PERIÓDICO EL COMERCIO. Quinoa: 9 países podrían poner en peligro liderazgo del Perú. Comercio Perú. [Consultado el 1/2/2016]. Disponible en: http://elcomercio.pe/economia/peru/nuevos-paises-productores-quinua-harian-retroceder-al-peru-noticia-1836638?ref=flujo_tags_516757&ft=nota_14&e=imagen

PREGO, I. Seed structure and localization of reserves in *Chenopodium quinoa*. Annals of Botany. 1998. 481-488 p.

SIEMENS S.A. Catálogo motores eléctricos. [Consultado el 18/3/2016]. Disponible en <http://industria.siemens.com.mx/Motores/Docs/CatalogoMotores2010.pdf>

SKF. House Bearings. [Consultado el 8/6/2016]. Disponible en: <http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-6-series>

SODIPER. Catálogo de pernos y tuercas. [Consultado el 12/07/2016]. Disponible en: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

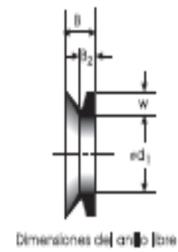
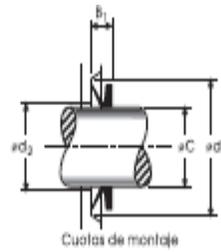
UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Análisis De Variables Estratégicas Para La Conformación De Una Cadena Productiva De Quinoa En Colombia. Enero a Junio 2005.

VIBROTECH. Zarandas vibratorias. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.vibrotech.com.ar/productos/electromecanicos/zarandas>

VIRTUAL PRO S.A, Agroindustria de la quinua - Propiedades de la Quinoa. [Consultado el 7/2/2016]. Disponible en: <http://www.revistavirtualpro.com.ez.uamerica.edu.co/revista/agroindustria-de-la-quinua/7>

ANEXOS

ANEXO A
CATÁLOGO V'RINGS



V - R I N G S

Referencia	Diámetro Eje C	Diámetro Interior d1	Sección W	Anchura B2	Anchura antes del montaje B	Cuota Máx. d2	Cuota Mín. d3	Anchura después del montaje B1
VA0004	3,5 : 4,5	3,2	2	2,4	3,7	C+1	C+6	3,0+/-0,4
VA0005	4,5 : 5,5	4	2	2,4	3,7	C+1	C+6	3,0+/-0,4
VA0006	5,5 : 6,5	5	2	2,4	3,7	C+1	C+6	3,0+/-0,4
VA0007	6,5 : 8,0	6	2	2,4	3,7	C+1	C+6	3,0+/-0,4
VA0008	8,0 : 9,5	7	2	2,4	3,7	C+1	C+6	3,0+/-0,4
VA0010	9,5 : 11,5	9	3	3,4	5,5	C+2	C+9	4,5+/-0,6
VA0012	11,5 : 13,5	10,5	3	3,4	5,5	C+2	C+9	4,5+/-0,7
VA0014	13,5 : 15,5	12,5	3	3,4	5,5	C+2	C+9	4,5+/-0,8
VA0016	15,5 : 17,5	14	3	3,4	5,5	C+2	C+9	4,5+/-0,9
VA0018	17,5 : 19,0	16	3	3,4	5,5	C+2	C+9	4,5+/-0,10
VA0020	19 : 21	18	4	4,7	7,5	C+2	C+12	6,0+/-0,8
VA0022	21 : 24	20	4	4,7	7,5	C+2	C+12	6,0+/-0,8
VA0025	24 : 27	22	4	4,7	7,5	C+2	C+12	6,0+/-0,8
VA0028	27 : 29	25	4	4,7	7,5	C+2	C+12	6,0+/-0,8
VA0030	29 : 31	27	4	4,7	7,5	C+3	C+12	6,0+/-0,8
VA0032	31 : 33	29	4	4,7	7,5	C+3	C+12	6,0+/-0,8
VA0035	33 : 36	31	4	4,7	7,5	C+3	C+12	6,0+/-0,8
VA0038	36 : 38	34	4	4,7	7,5	C+3	C+12	6,0+/-0,8
VA0040	38 : 43	36	5	5,5	9,0	C+3	C+15	7,0+/-1,0
VA0045	43 : 48	40	5	5,5	9,0	C+3	C+15	7,0+/-1,0
VA0050	48 : 53	45	5	5,5	9,0	C+3	C+15	7,0+/-1,0
VA0055	53 : 58	49	5	5,5	9,0	C+3	C+15	7,0+/-1,0
VA0060	58 : 63	54	5	5,5	9,0	C+3	C+15	7,0+/-1,0
VA0065	63 : 68	58	5	5,5	9,0	C+3	C+15	7,0+/-1,0
VA0070	68 : 73	63	6	6,8	11,0	C+4	C+18	9,0+/-1,2
VA0075	73 : 78	67	6	6,8	11,0	C+4	C+18	9,0+/-1,2
VA0080	78 : 83	72	6	6,8	11,0	C+4	C+18	9,0+/-1,2

ANEXO B
TUBERÍA WESCO DE ACERO INOXIDABLE

TUBERÍA SCH 40

Diámetro nominal NPS	Diam. Ext.		Cedula 40					
	pg	mm	Grosor Pared		Presión Int. Trab.		Paso Aprox.	
			pg	mm	PSI	Kg/m	Lb/pie	Kg/m
1/8	.405	10.29	.068	1.73	6170	434	.25	.37
1/4	.540	13.72	.088	2.24	5970	420	.43	.63
3/8	.675	17.15	.091	2.31	4810	338	.57	.85
1/2	.840	21.34	.109	2.77	4610	324	.85	1.27
3/4	1.050	26.67	.113	2.87	3750	264	1.13	1.69
1	1.315	33.40	.133	3.38	3510	247	1.68	2.50
1 1/4	1.660	42.16	.140	3.56	2880	202	2.27	3.39
1 1/2	1.900	48.26	.145	3.68	2590	182	2.72	4.05
2	2.375	60.33	.154	3.91	2180	153	3.65	5.45
2 1/2	2.875	73.03	.203	5.16	2390	168	5.79	8.64
3	3.500	88.90	.216	5.49	2070	146	7.58	11.30
3 1/2	4.000	101.60	.226	5.76	1890	133	9.11	13.58
4	4.500	114.30	.237	6.02	1750	123	10.79	16.09
6	6.625	168.28	.280	7.11	1395	98	18.97	28.28
8	8.625	219.08	.322	8.18	1227	86	28.55	45.57
10	10.750	273.05	.365	9.27	1113	78	40.48	60.36

ANEXO C
MOTOR ELÉCTRICO TRIFÁSICO SIEMENS 3HP

Motores tipo GP10 (uso general carcasa en fundición gris)



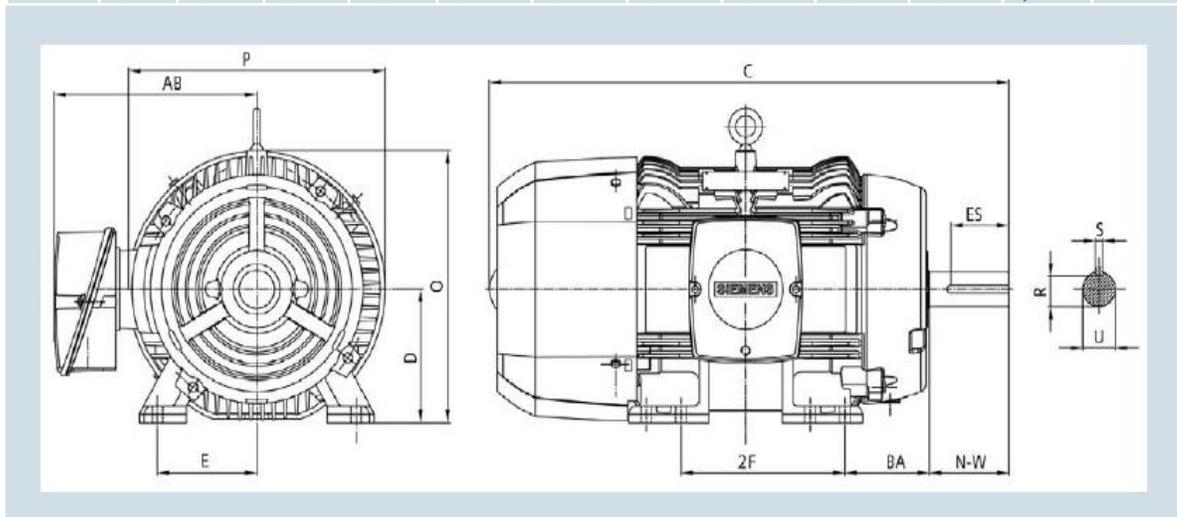
Tabla de selección

Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg
0.5	900	208-230/460	143T	A7810001006610	1,3	72,0	24
0.75	1800	208-230/460	143T	A7810001006612	1,1	82,5	24
	1200	208-230/460	143T	A7810001006611	1,2	80,0	24
	900	208-230/460	145T	A7810001006614	2,1	72,0	24
1	3600	208-230/460	143T	A7810001006536	1,4	80,0	23
	1800	208-230/460	143T	A7810001006539	1,5	82,5	24
	1200	208-230/460	145T	A7810001006542	1,6	80,0	24
	900	208-230/460	182T	A7810001006605	2,1	81,5	39
1.5	3600	208-230/460	143T	A7810001006537	2,0	82,5	24
	1800	208-230/460	145T	A7810001006540	2,2	84,0	26
	1200	208-230/460	182T	A7810001006547	2,4	85,5	38
	900	208-230/460	184T	A7810001006617	3,0	82,5	45
2	3600	208-230/460	145T	A7810001006538	2,6	84,0	24
	1800	208-230/460	145T	A7810001006541	3,0	84,0	27
	1200	208-230/460	184T	A7810001006548	3,1	86,5	43
	900	208-230/460	213T	A7810001006606	3,3	84,0	56
3	3600	208-230/460	182T	A7810001006543	3,7	85,5	39
	1800	208-230/460	182T	A7810001006545	4,0	87,5	40
	1200	208-230/460	213T	A7810001006553	4,2	87,5	65
	900	208-230/460	215T	A7810001006607	4,8	85,5	63

HP	Velocidad		armazón	Corriente A			kVA/ Letra de Código	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Torque			Conexión
	Síncrona RPM	A plena carga RPM		en vacío	plena carga	Arranque		½	¾	plena carga	½	¾	plena carga	plena carga [Lb-Ft]	Arranque %	Torque Máx. %	
0.5	900	870	143T	1.2	1	6.3	M	62.0	69.0	72.0	31	41	50	3	150	230	Y
0.75	1800	1750	143T	0.8	1	10	M	77.0	81.0	82.5	55	67	75	2.3	330	430	Y
	1200	1150	145T	0.7	1	6.5	J	78.8	80.7	80.0	54	67	75	3.4	180	300	Y
	900	860	145T	1.5	2.1	9	K	67.0	71.2	72.0	39	51	61	4.5	180	250	Y
1	3600	3520	143T	0.8	1.4	14	N	75.5	79.0	80.0	63	74	81	1.5	240	460	Y
	1800	1750	143T	1.0	1.5	13	M	80.0	82.5	82.5	53	66	76	3.0	290	410	Y
	1200	1150	145T	1.0	1.6	9	J	79.5	81.0	80.0	53	66	73	4.6	190	300	Y
	900	870	182T	1.5	2.1	9	J	77.0	80.0	81.5	36	47	56	6.0	210	390	Y
1.5	3600	3490	143T	0.9	2.0	16	L	81.5	83.5	82.5	69	81	85	2.3	220	380	Y
	1800	1750	145T	1.4	2.2	20	M	82.0	84.0	84.0	55	69	76	4.5	340	420	Y
	1200	1170	182T	1.4	2.4	15	K	84.0	85.5	85.5	52	64	68	6.7	220	420	Y
	900	865	184T	2.3	3.0	17	H	78.5	82.0	82.5	35	47	56	9.1	220	380	Y
	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	L	82.5	84.5	84.0	66	78	85	3.0	230	400	Y
2	1800	1740	145T	1.8	3.0	25	L	83.0	84.5	84.0	54	68	77	6.0	370	440	Y
	1200	1170	184T	1.8	3.1	25	K	85.0	87.0	86.5	49	61	70	9.0	230	400	Y
	900	870	213T	2.0	3.3	16	H	84.0	84.5	84.0	51	63	68	12.1	170	340	Y
	3600	3515	182T	1.5	3.7	32	K	83.0	85.5	85.5	67	8	85	4.5	170	340	Y
	1800	1750	182T	2.0	4.0	32	K	86.5	88.0	87.5	59	72	78	9.0	210	370	Y
3	1200	1170	213T	2.2	4.2	32	K	86.5	87.5	87.5	57	70	76	12.5	220	360	Y
	900	870	215T	3.0	4.8	25	H	85.5	86.5	85.5	45	59	68	18.1	200	310	Y
	3600	3505	184T	2.3	6.2	46	J	87.0	88.0	87.5	72	82	85	7.5	190	400	Y

Dimensiones en pulgadas

Armazón	S	R	ES	C	E	2F	BA	N-W	O	P	AB	U
143T	0,188	0,771	1,41	12,74	2,75	4	2,25	2,25	7,5	8,2	6,9	0,875
145T	0,188	0,771	1,41	13,89	2,75	5	2,25	2,25	7,5	8,2	6,9	0,875
182T	0,25	0,986	1,82	15,19	3,75	4,5	2,75	2,75	9,2	8,78	7,8	1,125
184T	0,25	0,986	1,82	16,2	3,75	5,5	2,75	2,75	9,2	8,78	7,8	1,125
213T	0,312	1,201	2,44	18,56	8,5/2	5,5	3,5	3,38	10,67	10,32	9,45	1,375
215T	0,312	1,201	2,44	20,05	8,5/2	7	3,5	3,4	10,67	10,32	9,45	1,375
254T	0,375	1,416	2,91	23,79	9,00	8,25	4,25	3,96	12,75	12,33	9,45	1,625



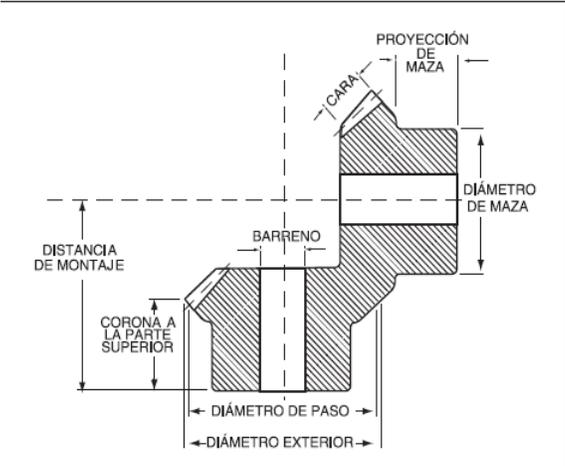
ANEXO D
ENGRANES CÓNICOS RECTOS



Engranés Cónicos

Relación 1:1

Ángulo de Presión 20°



Acero – Barreno Piloto – Dientes no Endurecidos

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro		Cara (Pulg.)	Barreno (Pulg.)		Montaje (Pulg.)	Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
		Paso	Exterior		Diámetro	Largo		Diámetro	Proy. (lb)	

Paso 4

24	M424	6.00	6.36	1.33	1½	3¼	5½	4	1½	14.4
24	M424A	6.00	6.36	1.33	1½	3¼	5½	4	1½	13.7
28	M428	7.00	7.36	1.43	2	3½	6	5	1½	21.1

Paso 5

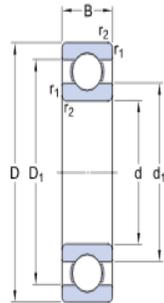
25	M525	5.00	5.29	1.10	1½	3	4½	3½	1½	8.5
25	M525A	5.00	5.29	1.10	1½	3	4½	3½	1½	8.3
25	M525B	5.00	5.29	1.10	1½	3	4½	3½	1½	7.8

ANEXO E
RODAMIENTO SKF 16018 RIGIDO DE BOLAS

16018

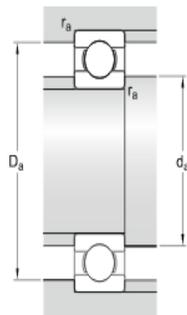
SKF Explorer

Dimensions



d	90	mm
D	140	mm
B	16	mm
d ₁	≈ 106.7	mm
D ₁	≈ 123.2	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	94.6	mm
D _a	max.	135	mm
r _a	max.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	43.6	kN
Basic static load rating	C ₀	39	kN
Fatigue load limit	P _u	1.6	kN
Reference speed		10000	r/min
Limiting speed		6300	r/min
Calculation factor	k _r	0.02	
Calculation factor	f ₀	16.3	

Mass

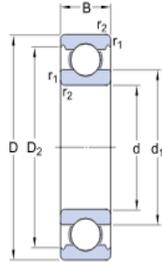
Mass bearing		0.854	kg
--------------	--	-------	----

ANEXO F
RODAMIENTO SKF 6007 RIGIDO DE BOLAS

6007

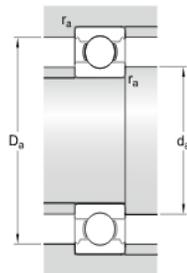
SKF Explorer

Dimensions



d	35	mm
D	62	mm
B	14	mm
d ₁	≈ 43.75	mm
D ₂	≈ 55.61	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 39.6	mm
D _a	max. 57.4	mm
r _a	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	16.8	kN
Basic static load rating	C ₀	10.2	kN
Fatigue load limit	P _u	0.44	kN
Reference speed		24000	r/min
Limiting speed		15000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	15	

Mass

Mass bearing		0.153	kg
--------------	--	-------	----

ANEXO G
BANDA 3V LARGO 1320 mm

DAYCO GOLD LABEL BANDED BELTS - MM
CORREAS UNIDAS POR EL LOMO



SECCION "3V"

TIPO	DESARROLLO EXTERIOR NOMINAL mm.
3V335	851
3V355	902
3V375	953
3V400	1016
3V425	1080
3V450	1143
3V475	1207
3V500	1270
3V530	1346
3V560	1422
3V600	1524
3V630	1600
3V670	1702
3V710	1803
3V750	1905
3V800	2032
3V850	2159
3V900	2286
3V950	2413
3V1000	2540
3V1060	2692
3V1120	2845
3V1180	2997
3V1250	3175
3V1320	3353
3V1400	3556

SECCION "5V"

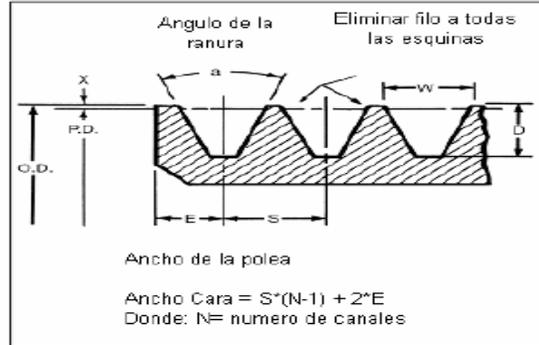
TIPO	DESARROLLO EXTERIOR NOMINAL mm.
5V500	1270
5V530	1346
5V560	1422
5V600	1524
5V630	1600
5V670	1702
5V710	1803
5V750	1905
5V800	2032
5V850	2159
5V900	2286
5V950	2413
5V1000	2540
5V1120	2845
5V1180	2997
5V1250	3175
5V1320	3353
5V1400	3556
5V1500	3810
5V1600	4064
5V1700	4318
5V1800	4572
5V1900	4826
5V2000	5080
5V2120	5385
5V2240	5690
5V2350	5969

ANEXO H
POLEA ESTÁNDAR 3 3V 2.80 JA

Perfil Americano

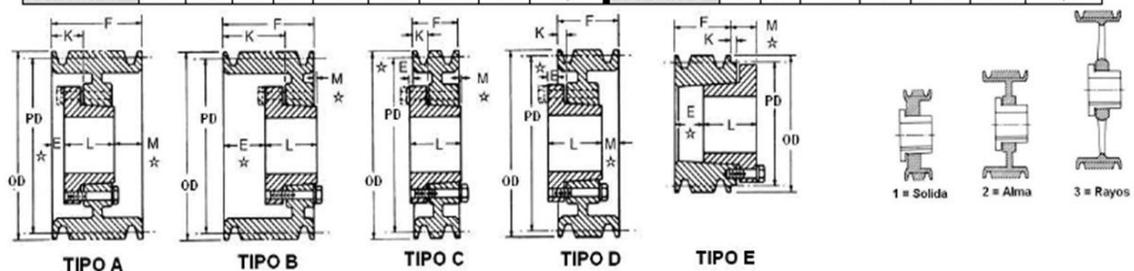
Poleas Perfil Estrecho 3V – 5V – 8V

Tolerancias en poleas	
Diámetro Exterior	
Menor 12"	±0,005"
12" a 17,99"	±0,01"
18" a 36,00"	±0,015"
Mayor de 36,00"	±0,02"
Excentricidad del Diámetro Exterior	
Menor 9,00"	0,008"
9,00" a 13,99"	0,01"
14,00" a 36,00"	0,012"
Mayor 36,00"	0,02"
Vibración y Desviación Lateral	
20,00" D.E. y menor	No exceder 0,001" por pulgada de D.E.
Sobre 20,00" D.E.	0,010" más 0,0005" por pulgada de D.E.



Perfil	Diam. Ext. Mínimo recomendado	diámetro exterior efectivo	a ángulo de la ranura	DIMENSIONES DE LA RANURA				
				W	D	X	S	E
3V	2,65"	Bajo 3,5"	36°	0,350	0,350	0,025	0,407	0,344
		3,5"-6"	38°	0,350	0,350	0,025	0,407	0,344
		6,01"-12"	40°	0,350	0,350	0,025	0,407	0,344
		Sobre 12"	42°	0,350	0,350	0,025	0,407	0,344

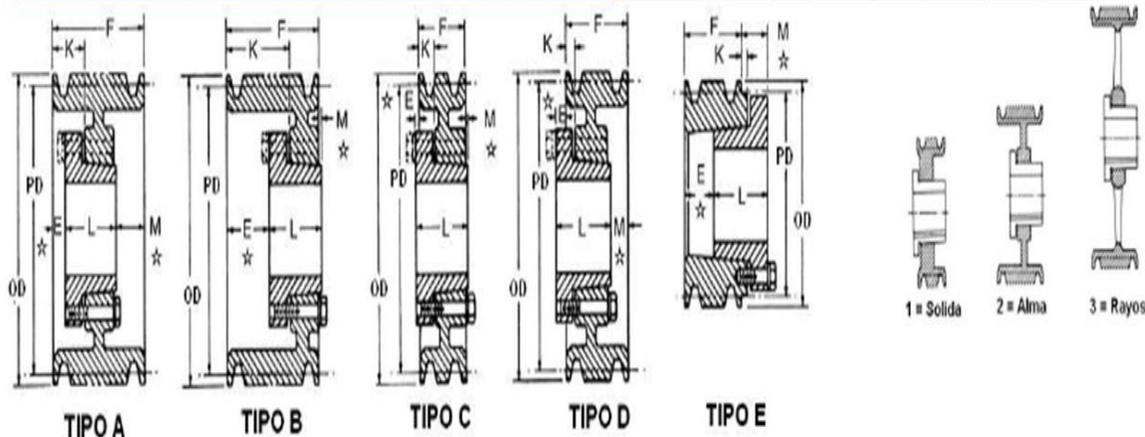
3 RANURAS										4 RANURAS							
F = 1 1/2										F = 1 29/32							
Nº PARTE	OD inch	PD inch	Tipo	Bu	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)	Nº PARTE	Tipo	Bu	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)
33V 2.50 JA	2.50	2.45	E-1	JA	1 3/8	7/16	1 1/16	15/16	0.73	43V 2.65 JA	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	1 7/32	0.59
33V 2.65 JA	2.65	2.60	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	13/16	0.82	43V 2.80 JA	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	1 7/32	0.73
33V 2.80 JA	2.80	2.75	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	13/16	0.91	43V 3.00 SH	E-1	SH	1 15/32	5/16	1 15/16	7/8	0.86
33V 3.00 SH	3.00	2.95	E-1	SH	1 1/16	0	1 15/16	9/16	1.00	43V 3.15 SH	E-1	SH	1 15/32	5/16	1 5/16	7/8	1.00
33V 3.15 SH	3.15	3.10	E-1	SH	1 1/16	5/16	1 5/16	7/8	1.14	43V 3.35 SH	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	1 1/32	1.14
33V 3.35 SH	3.35	3.30	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	5/8	1.27	43V 3.65 SH	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	1 1/32	1.27
33V 3.65 SH	3.65	3.60	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	5/8	1.36	43V 4.12 SH	A-1	SH	1/4	13/16	1 5/16	11/32	1.45
33V 4.12 SH	4.12	4.07	A-1	SH	1/8	11/16	1 5/16	1/16	1.50	43V 4.50 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	1.59
33V 4.50 SDS	4.50	4.45	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1.59	43V 4.75 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	1.82
33V 4.75 SDS	4.75	4.70	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1.68	43V 5.00 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2.05
33V 5.00 SDS	5.00	4.95	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1.82	43V 5.30 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2.27
33V 5.30 SDS	5.30	5.25	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1.95	43V 5.60 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2.59
33V 5.60 SDS	5.60	5.55	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2.23	43V 6.00 SK	D-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	3.41
33V 6.00 SDS	6.00	5.95	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2.68	43V 6.50 SK	A-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	3.64
33V 6.50 SDS	6.50	6.45	A-3	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2.86	43V 6.90 SK	A-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	4.55
33V 6.90 SDS	6.90	6.85	A-3	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	3.09	43V 8.00 SK	D-2	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	5.45
33V 8.00 SK	8.00	7.95	C-2	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	4.82	43V 10.60 SK	D-3	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	7.27
33V 10.60 SK	10.60	10.55	C-3	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	5.45	43V 14.00 SK	D-3	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	10.00
33V 14.00 SK	14.00	13.95	C-3	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	9.09	43V 19.00 SF	C-3	SF	1/16	5/8	2 1/16	3/32	16.82
33V 19.00 SF	19.00	18.95	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	15.00	43V 25.00 SF	C-3	SF	1/16	5/8	2 1/16	3/32	24.09
33V 25.00 SF	25.00	24.95	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	20.45	43V 33.50 E	C-3	E	3/8	1/2	2 5/8	11/32	36.36
33V 33.50 SF	33.50	33.45	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	34.09								



☆ Dimensiones para E y M son nominales y pueden variar dependiendo de la tolerancia del eje. Poleas tipo E son taladradas solo para montaje inverso.

ANEXO I
POLEA ESTÁNDAR 3 3V 33.50 SF

3 RANURAS										4 RANURAS							
F = 1 1/2										F = 1 29/32							
Nº PARTE	OD inch	PD inch	Tipo	Bu	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)	Nº PARTE	Tipo	Bu	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)
33V 2.50 JA	2.50	2.45	E-1	JA	1 3/8	7/16	1 1/16	15/16	0,73	-							
33V 2.65 JA	2.65	2.60	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	13/16	0,82	43V 2.65 JA	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	1 7/32	0,59
33V 2.80 JA	2.80	2.75	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	13/16	0,91	43V 2.80 JA	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	1 7/32	0,73
33V 3.00 SH	3.00	2.95	E-1	SH	1 1/16	0	1 15/16	9/16	1,00	43V 3.00 SH	E-1	SH	1 15/32	5/16	1 15/16	7/8	0,86
33V 3.15 SH	3.15	3.10	E-1	SH	1 1/16	5/16	1 5/16	7/8	1,14	43V 3.15 SH	E-1	SH	1 15/32	5/16	1 5/16	7/8	1,00
33V 3.35 SH	3.35	3.30	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	5/8	1,27	43V 3.35 SH	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	1 1/32	1,14
33V 3.65 SH	3.65	3.60	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	5/8	1,36	43V 3.65 SH	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	1 1/32	1,27
33V 4.12 SH	4.12	4.07	A-1	SH	1/8	11/16	1 5/16	1/16	1,50	43V 4.12 SH	A-1	SH	1/4	13/16	1 5/16	11/32	1,45
33V 4.50 SDS	4.50	4.45	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,59	43V 4.50 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	1,59
33V 4.75 SDS	4.75	4.70	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,68	43V 4.75 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	1,82
33V 5.00 SDS	5.00	4.95	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,82	43V 5.00 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,05
33V 5.30 SDS	5.30	5.25	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,95	43V 5.30 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,27
33V 5.60 SDS	5.60	5.55	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,23	43V 5.60 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,59
33V 6.00 SDS	6.00	5.95	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,68	43V 6.00 SK	D-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	3,41
33V 6.50 SDS	6.50	6.45	A-3	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,86	43V 6.50 SK	A-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	3,64
33V 6.90 SDS	6.90	6.85	A-3	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	3,09	43V 6.90 SK	A-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	4,55
33V 8.00 SK	8.00	7.95	C-2	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	4,82	43V 8.00 SK	D-2	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	5,45
33V 10.60 SK	10.60	10.55	C-3	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	5,45	43V 10.60 SK	D-3	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	7,27
33V 14.00 SK	14.00	13.95	C-3	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	9,09	43V 14.00 SK	D-3	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	10,00
33V 19.00 SF	19.00	18.95	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	15,00	43V 19.00 SF	C-3	SF	1/16	5/8	2 1/16	3/32	16,82
33V 25.00 SF	25.00	24.95	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	20,45	43V 25.00 SF	C-3	SF	1/16	5/8	2 1/16	3/32	24,09
33V 33.50 SF	33.50	33.45	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	34,09	43V 33.50 E	C-3	E	3/8	1/2	2 5/8	11/32	36,36



☆ Dimensiones para E y M son nominales y pueden variar dependiendo de la tolerancia del eje. Poleas tipo E son taladradas solo para montaje inverso.

ANEXO J
BANDA 3V LARGO 1000 mm

DAYCO GOLD LABEL BANDED BELTS - MM
CORREAS UNIDAS POR EL LOMO



SECCION "3V"

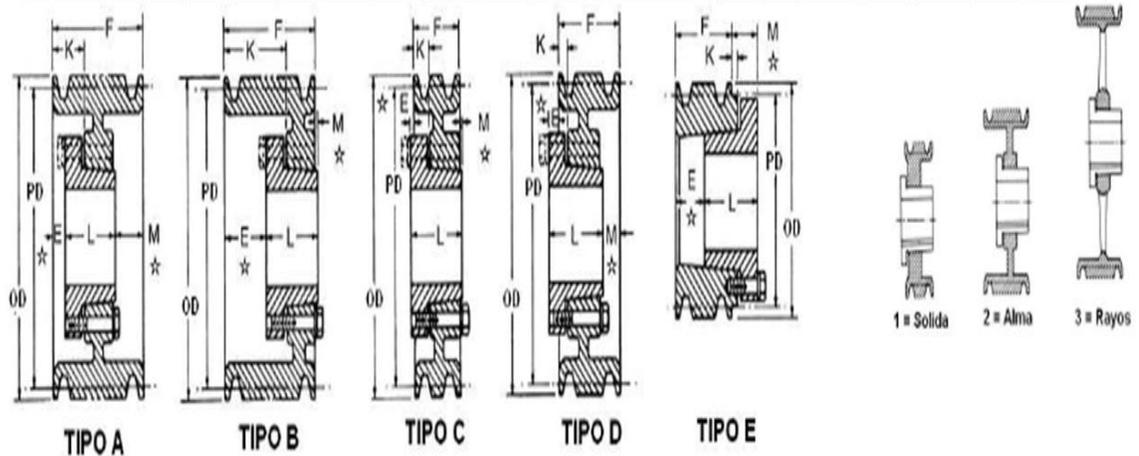
TIPO	DESARROLLO EXTERIOR NOMINAL mm.
3V335	851
3V355	902
3V375	953
3V400	1016
3V425	1080
3V450	1143
3V475	1207
3V500	1270
3V530	1346
3V560	1422
3V600	1524
3V630	1600
3V670	1702
3V710	1803
3V750	1905
3V800	2032
3V850	2159
3V900	2286
3V950	2413
3V1000	2540
3V1060	2692
3V1120	2845
3V1180	2997
3V1250	3175
3V1320	3353
3V1400	3556

SECCION "5V"

TIPO	DESARROLLO EXTERIOR NOMINAL mm.
5V500	1270
5V530	1346
5V560	1422
5V600	1524
5V630	1600
5V670	1702
5V710	1803
5V750	1905
5V800	2032
5V850	2159
5V900	2286
5V950	2413
5V1000	2540
5V1120	2845
5V1180	2997
5V1250	3175
5V1320	3353
5V1400	3556
5V1500	3810
5V1600	4064
5V1700	4318
5V1800	4572
5V1900	4826
5V2000	5080
5V2120	5385
5V2240	5690
5V2350	5969

ANEXO K
POLEA ESTÁNDAR 3 3V 14.00 SK

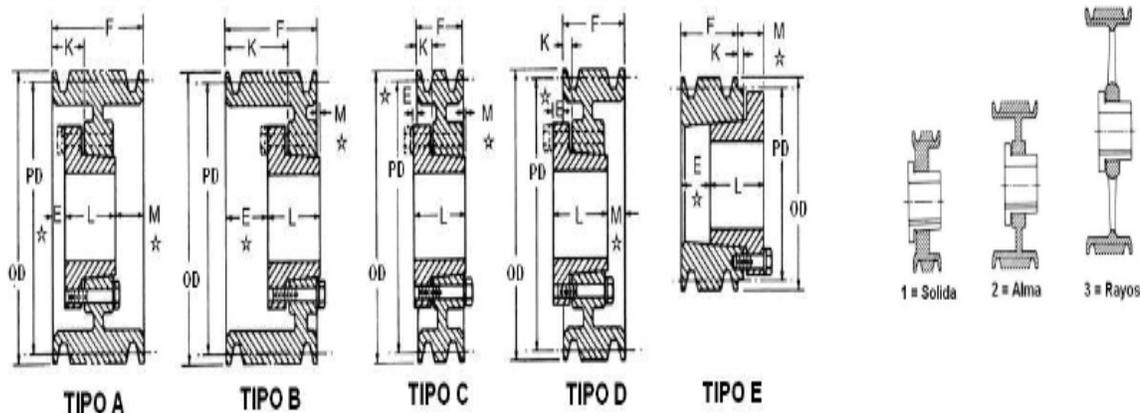
3 RANURAS										4 RANURAS								
F = 1 1/2										F = 1 29/32								
Nº PARTE	OD inch	PD inch	Tipo	Bu	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)	Nº PARTE	Tipo	Bu	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)	
33V 2.50 JA	2.50	2.45	E-1	JA	1 3/8	7/16	1 1/16	15/16	0,73	-								
33V 2.65 JA	2.65	2.60	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	13/16	0,82	43V 2.65 JA	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	1 7/32	0,59	
33V 2.80 JA	2.80	2.75	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	13/16	0,91	43V 2.80 JA	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	1 7/32	0,73	
33V 3.00 SH	3.00	2.95	E-1	SH	1 1/16	0	1 15/16	9/16	1,00	43V 3.00 SH	E-1	SH	1 15/32	5/16	1 15/16	7/8	0,86	
33V 3.15 SH	3.15	3.10	E-1	SH	1 1/16	5/16	1 5/16	7/8	1,14	43V 3.15 SH	E-1	SH	1 15/32	5/16	1 5/16	7/8	1,00	
33V 3.35 SH	3.35	3.30	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	5/8	1,27	43V 3.35 SH	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	1 1/32	1,14	
33V 3.65 SH	3.65	3.60	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	5/8	1,36	43V 3.65 SH	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	1 1/32	1,27	
33V 4.12 SH	4.12	4.07	A-1	SH	1/8	11/16	1 5/16	1/16	1,50	43V 4.12 SH	A-1	SH	1/4	13/16	1 5/16	11/32	1,45	
33V 4.50 SDS	4.50	4.45	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,59	43V 4.50 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	1,59	
33V 4.75 SDS	4.75	4.70	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,68	43V 4.75 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	1,82	
33V 5.00 SDS	5.00	4.95	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,82	43V 5.00 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,05	
33V 5.30 SDS	5.30	5.25	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,95	43V 5.30 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,27	
33V 5.60 SDS	5.60	5.55	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,23	43V 5.60 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,59	
33V 6.00 SDS	6.00	5.95	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,68	43V 6.00 SK	D-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	3,41	
33V 6.50 SDS	6.50	6.45	A-3	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,86	43V 6.50 SK	A-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	3,64	
33V 6.90 SDS	6.90	6.85	A-3	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	3,09	43V 6.90 SK	A-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	4,55	
33V 8.00 SK	8.00	7.95	C-2	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	4,82	43V 8.00 SK	D-2	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	5,45	
33V 10.60 SK	10.60	10.55	C-3	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	5,45	43V 10.60 SK	D-3	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	7,27	
33V 14.00 SK	14.00	13.95	C-3	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	9,09	43V 14.00 SK	D-3	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	10,00	
33V 19.00 SF	19.00	18.95	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	15,00	43V 19.00 SF	C-3	SF	1/16	5/8	2 1/16	3/32	16,82	
33V 25.00 SF	25.00	24.95	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	20,45	43V 25.00 SF	C-3	SF	1/16	5/8	2 1/16	3/32	24,09	
33V 33.50 SF	33.50	33.45	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	34,09	43V 33.50 E	C-3	E	3/8	1/2	2 5/8	11/32	36,36	



☆ Dimensiones para E y M son nominales y pueden variar dependiendo de la tolerancia del eje. Poleas tipo E son taladradas solo para montaje inverso.

ANEXO L
POLEA ESTÁNDAR 3 3V 6.90 SDS

3 RANURAS										4 RANURAS							
F = 1 1/2										F = 1 29/32							
Nº PARTE	OD inch	PD inch	Tipo	Bu	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)	Nº PARTE	Tipo	Bu	E inch	K inch	L inch	M inch	Peso (kg)
33V 2.50 JA	2.50	2.45	E-1	JA	1 3/8	7/16	1 1/16	15/16	0,73	-							
33V 2.65 JA	2.65	2.60	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	13/16	0,82	43V 2.65 JA	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	1 7/32	0,59
33V 2.80 JA	2.80	2.75	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	13/16	0,91	43V 2.80 JA	D-1	JA	3/8	1/8	1 1/16	1 7/32	0,73
33V 3.00 SH	3.00	2.95	E-1	SH	1 1/16	0	1 15/16	9/16	1,00	43V 3.00 SH	E-1	SH	1 15/32	5/16	1 15/16	7/8	0,86
33V 3.15 SH	3.15	3.10	E-1	SH	1 1/16	5/16	1 5/16	7/8	1,14	43V 3.15 SH	E-1	SH	1 15/32	5/16	1 5/16	7/8	1,00
33V 3.35 SH	3.35	3.30	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	5/8	1,27	43V 3.35 SH	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	1 1/32	1,14
33V 3.65 SH	3.65	3.60	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	5/8	1,36	43V 3.65 SH	D-1	SH	7/16	1/8	1 5/16	1 1/32	1,27
33V 4.12 SH	4.12	4.07	A-1	SH	1/8	11/16	1 5/16	1/16	1,50	43V 4.12 SH	A-1	SH	1/4	13/16	1 5/16	11/32	1,45
33V 4.50 SDS	4.50	4.45	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,59	43V 4.50 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	1,59
33V 4.75 SDS	4.75	4.70	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,68	43V 4.75 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	1,82
33V 5.00 SDS	5.00	4.95	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,82	43V 5.00 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,05
33V 5.30 SDS	5.30	5.25	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	1,95	43V 5.30 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,27
33V 5.60 SDS	5.60	5.55	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,23	43V 5.60 SDS	A-1	SDS	3/16	13/16	1 3/8	11/32	2,59
33V 6.00 SDS	6.00	5.95	A-1	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,68	43V 6.00 SK	D-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	3,41
33V 6.50 SDS	6.50	6.45	A-3	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	2,86	43V 6.50 SK	A-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	3,64
33V 6.90 SDS	6.90	6.85	A-3	SDS	1/16	11/16	1 3/8	1/16	3,09	43V 6.90 SK	A-1	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	4,55
33V 8.00 SK	8.00	7.95	C-2	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	4,82	43V 8.00 SK	D-2	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	5,45
33V 10.60 SK	10.60	10.55	C-3	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	5,45	43V 10.60 SK	D-3	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	7,27
33V 14.00 SK	14.00	13.95	C-3	SK	7/16	1/4	1 15/16	0	9,09	43V 14.00 SK	D-3	SK	1/16	5/8	1 15/16	1/32	10,00
33V 19.00 SF	19.00	18.95	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	15,00	43V 19.00 SF	C-3	SF	1/16	5/8	2 1/16	3/32	16,82
33V 25.00 SF	25.00	24.95	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	20,45	43V 25.00 SF	C-3	SF	1/16	5/8	2 1/16	3/32	24,09
33V 33.50 SF	33.50	33.45	C-3	SF	7/16	1/4	2 1/16	1/8	34,09	43V 33.50 E	C-3	E	3/8	1/2	2 5/8	11/32	36,36

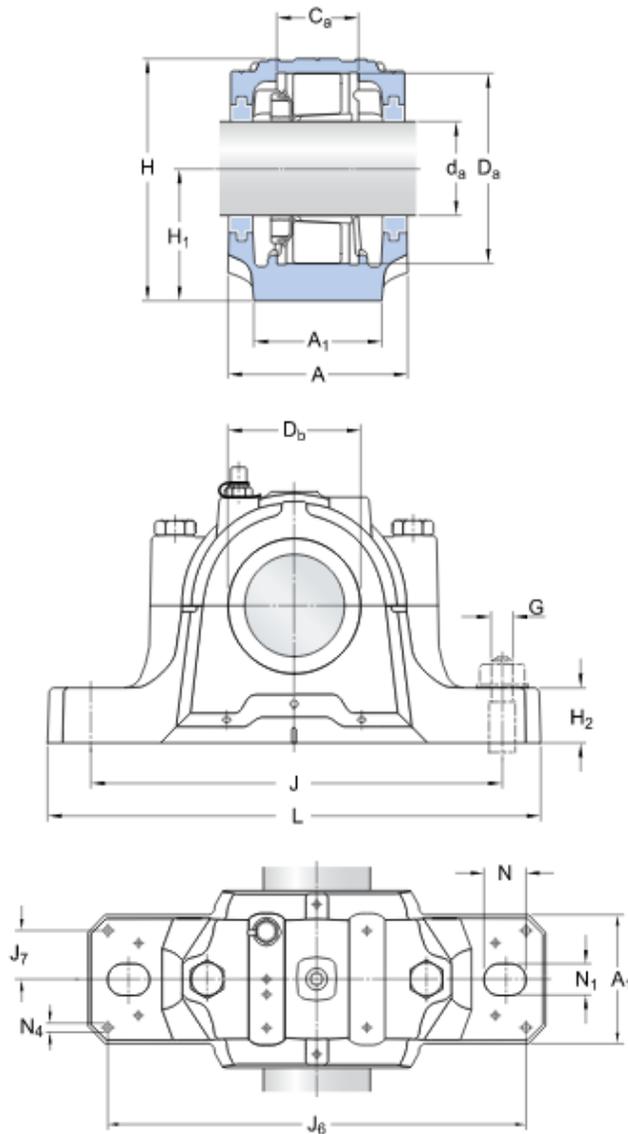


☆ Dimensiones para E y M son nominales y pueden variar dependiendo de la tolerancia del eje. Poleas tipo E son taladradas solo para montaje inverso.

ANEXO M
CHUMACERA SNL 518-615

SNL 518-615

Dimensions



d_a	80	mm
C_a	65	mm
D_a	160	mm
D_b	102.5	mm
A	140	mm
A_1	100	mm
H	194	mm
H_1	100	mm
H_2	35	mm
J	290	mm
L	345	mm
N	28	mm
N_1	22	mm

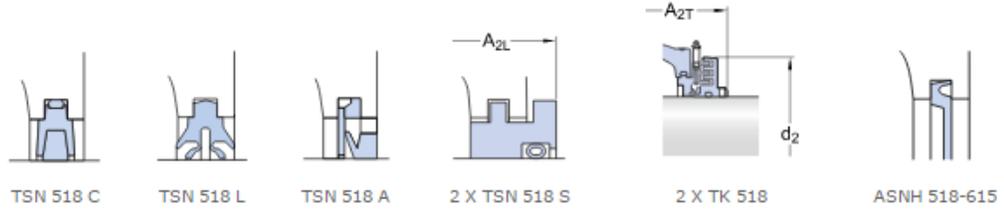
Dowel pins

J_6	317	mm
J_7	35	mm
N_4	max. 8	mm

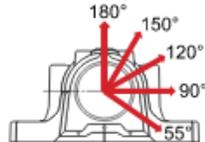
Dimensions across seals

A_{2L}	158	mm
A_{2T}	225	mm
d_2	161	mm

Appropriate seals and end cover

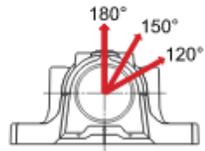


Breaking loads, housing



P_{0°	430	kN
P_{55°	550	kN
P_{90°	340	kN
P_{120°	250	kN
P_{150°	215	kN
P_{180°	275	kN
P_a	180	kN

Yield point, cap bolts



Q_{120°	400	kN
Q_{150°	230	kN
Q_{180°	200	kN

Appropriate products

Bearing (basic designation)

[C 2218 K](#)

Adapter sleeve

[H 318 E](#)

Locating ring

2 X FRB 12.5/160

Mass

Mass housing 12.5 kg

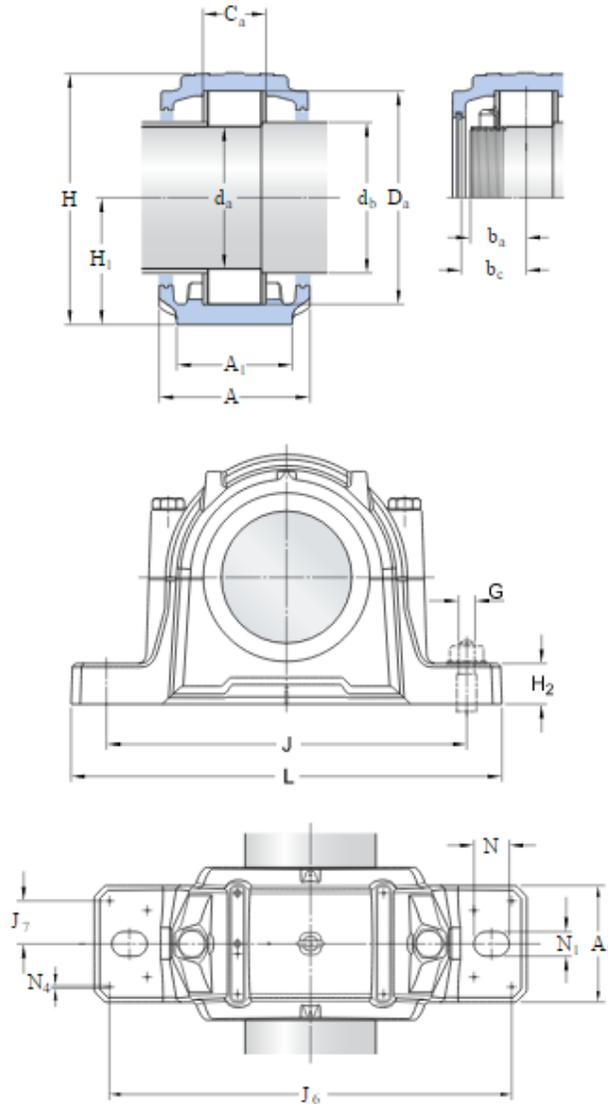
Mounting information

Cap bolt, size	M 16x90	
Cap bolt, rec. tightening torque	150	N·m
Appropriate attachment bolt, size	G 20	mm
Appropriate attachment bolt, rec. tightening torque	385	N·m
Initial grease fill, 20%	260	g
Initial grease fill, 40%	430	g

ANEXO N
CHUMACERA SNLN 3028

SNLN 3028

Dimensions



d_a	140	mm
d_b	155	mm
C_a	79	mm
D_a	210	mm
A	175	mm
A_1	120	mm
H	270	mm
H_1	140	mm
H_2	45	mm
J	350	mm
L	410	mm
N	32	mm
N_1	26	mm

Shaft end

b_a	53	mm
b_c	75	mm

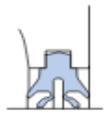
Dowel pins

J_6	378	mm
J_7	44	mm
N_4	max. 8	mm

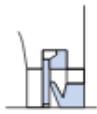
Seal stand-out

A_{2L}	9.5	mm
A_{2T}	42.5	mm

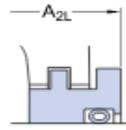
Appropriate seals and end cover



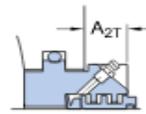
TSN 228 L



TSN 228 A



2 X TSN 228 S

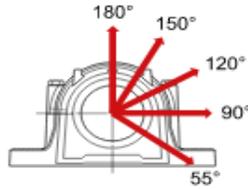


2 X TSN 228 ND



ASNH 528

Breaking loads, housing



P_{55° 700 kN

P_{90° 420 kN

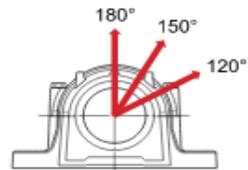
P_{120° 310 kN

P_{150° 280 kN

P_{180° 350 kN

P_a 120 kN

Yield point, cap bolts



Q_{120° 620 kN

Q_{150° 360 kN

Q_{180° 310 kN

Appropriate products

Bearing	24028 CC/W33
Lock nut	KM 28
Lock washer	MB 28
Locating ring	2 X FRB 5/210

Mass

Mass housing	30	kg
--------------	----	----

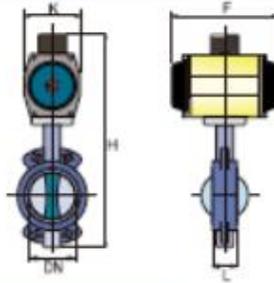
Mounting information

Cap bolt, size	M 20 x 110
Cap bolt, rec. tightening torque	200 N·m
Appropriate attachment bolt, size	G 24 mm
Appropriate attachment bolt, rec. tightening torque	665 N·m
Eye bolt, size	M10
Initial grease fill, 20%	500 g
Initial grease fill, 40%	700 g

ANEXO O
VÁLVULA DE MARIPOSA TIPO WAFER

BVP-79G

VÁLVULA DE MARIPOSA WAFER PROINVAL CON ACTUADOR NEUMÁTICO Y ELÉCTRICO



Todas las válvulas de Mariposa tipo Wafer Proinval BVP-79G de eje centrado, pueden ser accionadas con actuadores neumáticos de simple y doble efecto o actuadores eléctricos.

ACTUADOR NEUMÁTICO DOBLE EFECTO

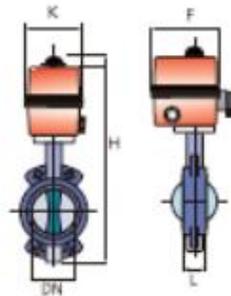
DN	ACT.	L	H	F	K	Kgs.
40	AP1	43	295	150	73	4,5
50	AP1	43	318	150	73	4,5
65	AP2	46	331	150	73	5,7
80	AP3	46	382	204	85	7,3
100	AP3	52	412	204	85	7,6
125	AP3,5	56	439	204	85	9,2
150	AP4,5	56	488	230	98	12,1
200	AP5	60	562	271	110	18,2
250	AP6	68	657	305	128	28,1
300	AP8	78	771	360	140	41,7

ACTUADOR NEUMÁTICO SIMPLE EFECTO

ACT.	L	H	F	K	Kgs.
AP3S	43	312	204	85	6,1
AP3,5S	43	345	230	98	7,6
AP3,5S	46	358	230	98	8,8
AP3,5S	46	392	230	98	9,1
AP4,5S	52	437	271	110	11
AP4,5S	56	493	305	128	16,1
AP5S	56	532	305	128	17,7
AP6S	60	625	360	140	25,4
AP8S	68	715	462	175	44,1
AP8S	78	865	530	215	85

ACTUADOR ELÉCTRICO

DN	H	L	F	K	Kgs.
40	277	43	136	92	4,1
50	357	43	151	128	5,4
65	370	46	151	128	6,6
80	404	46	151	128	6,9
100	434	52	151	128	7,2
125	461	56	151	128	8,8
150	500	56	151	128	10,9
200	619	60	150	127	16,3
250	719	68	162	168	28
300	799	78	162	168	39



Par de maniobra

DN	Nm.
40	12
50	14
65	20
80	27
100	50
125	85
150	125
200	238
250	420
300	670
350	974
400	1313
450	1795
500	2318
600	3727

Calculado con válvula en seco, sin fluido, para PN 16.

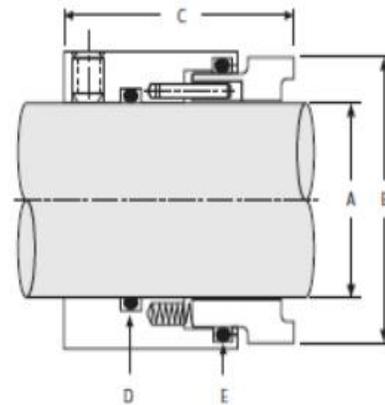


www.proinval.eu



ANEXO P
SELLO MECÁNICO INTERNO SIMPLE ROTATIVO

891™ SELLO SIMPLE INTERNO ROTATIVO – Datos Dimensionales/Métricos



891 - CLAVE

A - Diámetro Interior B - Diámetro del Sello C - Longitud Operativa D - O-Ring Estático E - O-Ring Dinámico

TAMAÑO DEL EJE	A	B	C	D	E
16	16,10	30,45	35,00	115	120
18	18,11	32,28	35,00	116	121
20	20,11	34,29	35,00	117	122
22	22,11	36,30	35,00	118	123
24	24,11	38,30	35,00	119	125
25	25,11	39,29	35,00	120	125
28	28,11	42,29	35,00	122	127
30	30,11	44,30	35,00	123	128
32	32,11	46,30	44,45	124	130
33	33,11	47,90	44,45	125	131
35	35,11	49,48	44,45	126	132
38	38,11	54,28	44,45	128	134
40	40,11	56,08	44,45	129	135
43	43,11	59,08	44,45	131	137
45	45,11	61,09	44,45	133	139
48	48,11	64,11	44,45	134	141
50	50,11	66,09	44,45	136	142
55	55,11	71,07	44,45	139	145
60	60,11	77,14	44,45	142	148
65	65,11	83,01	44,45	145	151
70	70,11	86,08	44,45	148	152
75	75,11	98,43	50,80	234	238
80	80,11	104,78	50,80	236	240

TAMAÑO DEL EJE	A	B	C	D	E
85	85,11	107,95	50,80	237	241
90	90,11	114,30	50,80	239	243
95	95,11	117,48	50,80	240	244
100	100,11	123,83	50,80	242	246
110	110,11	133,35	50,80	246	249
120	120,19	152,40	92,07	351	356
125	125,19	158,75	92,07	353	358
130	130,19	165,10	92,07	354	360
135	135,19	171,45	92,07	356	362
140	140,19	171,45	92,07	357	362
145	145,19	177,80	92,07	359	363
150	150,19	184,15	92,07	361	364
155	155,19	190,50	92,07	361	365
160	160,19	196,85	92,07	363	366
165	165,19	196,85	92,07	363	366
170	170,19	203,20	92,07	364	367
175	175,19	209,55	92,07	365	368
180	180,19	215,90	92,07	366	369
185	185,19	215,90	92,07	366	369
190	190,19	222,25	92,07	367	370
195	195,19	228,60	92,07	368	371
200	200,19	234,95	92,07	369	372

ANEXO Q
PLANOS